ALMA MATER STUDIORUM

UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

-Sede di Forlì-

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe: LM-33

TESI DI LAUREA

In Progetto e Costruzione di Macchine LM

ANALISI DI INDUSTRIALIZZAZIONE E INCREMENTO PRESTAZIONALE DI UN MAGAZZINO UTENSILI AUTOMATICO PER MACCHINE PER LAVORAZIONI DEL LEGNO

Candidato: SEBASTIANO CUCCHI

Relatore: PROF. GIANGIACOMO MINAK

Anno Accademico 2012/2013

Sessione III

SOMMARIO

INDICE DELLE FIGURE

INDICE DELLE TABELLE

INTRODUZIONE

La presenza di un magazzino utensili automatico è, al giorno d'oggi, un "must" per qualsiasi Centro di Lavoro a controllo numerico, in qualunque settore di applicazione, compreso il mondo delle macchine per la lavorazione del legno. Tali dispositivi influenzano in modo importante la produttività e la flessibilità delle macchine su cui vengono installati. In un mercato altamente competitivo e costantemente alla ricerca dell'eccellenza prestazionale, risulta fondamentale offrire soluzioni sempre aggiornate e innovative, senza perdere di vista il target di costo prefissato.

Obiettivo di questa tesi, è quello di analizzare in ogni suo aspetto un processo di sviluppo di un magazzino utensili automatico a catena di nuova concezione di produzione del Gruppo SCM, destinato a Centri di Lavoro CNC per la lavorazione del legno. Tale sviluppo è finalizzato a ottenere un prodotto che vada ad ampliare l'offerta e a incrementare le prestazioni rispetto alle soluzioni attualmente in listino. L'intera trattazione è frutto di cinque mesi di collaborazione, da Novembre 2013 a Marzo 2014, presso l'Ufficio Tecnico SCM con sede a Rimini, dove l'intero progetto è stato seguito personalmente, sotto la direzione dell'Ing. Michele Mazza e dell'Ing. Matteo Villa.

Nel primo capitolo sono descritte la tipologia e la gamma delle macchine su cui viene installato il magazzino, oggetto di questa tesi.

Nel secondo capitolo è descritta l'analisi concettuale da cui nascono i parametri e i principi guida dell'intero sviluppo.

Nel terzo capitolo è presentata l'attuale soluzione proposta da SCM, in termini di struttura e prestazioni.

Nel quarto capitolo è esposta l'analisi funzionale dei costi dell'attuale soluzione e il raggiungimento del costo obiettivo della soluzione ridotta.

Nel quinto capitolo è presentata la caratterizzazione dello stato dell'arte della pinza d'afferraggio utensili e il processo di sviluppo d'incremento prestazionale.

Nel sesto capitolo sono presentate le conclusioni dell'intero lavoro.

CAPITOLO PRIMO

1. INTRODUZIONE ALL'ANALISI

1.1. L'AZIENDA

Fig. 1-1: logo SCM Group

SCM Group è un gruppo industriale leader, nella concezione, produzione e distribuzione di soluzioni tecnologicamente avanzate per la lavorazione di una vasta gamma di materiali (legno, vetro, plastica, marmo, metallo, compositi), con marchi specialisti nei diversi settori di applicazione e centri di eccellenza qualificati nella componentistica industriale, presente da oltre cinquanta anni nei cinque continenti.

Fondata nel 1935 a Rimini da Nicola Gemmani e Lanfranco Aureli come società che produce aratri, fu convertita nel 1952 in azienda produttrice di macchine per la lavorazione del legno su progetto della prima combinata multifunzione in ghisa, L'Invincibile B4. È la prima di una considerevole serie d'innovazioni, che unite alla forte propensione all'export e allo sviluppo di un'imponente rete di distributori in tutto il mondo, porteranno l'azienda a diventare in pochi anni un leader internazionale. Nel 2009 SCM Group reagisce alla crisi internazionale avviando un piano industriale di consolidamento e sviluppo che ha richiesto un investimento di 40 milioni di euro in tecnologia e capitale intellettuale. Attualmente produce in 18 siti industriali, occupando 3450 persone ed esportando più del 70% in 120 paesi attraverso 21 filiali estere e 350 concessionari, distributori e agenti. Ogni giorno più di 500 tecnici forniscono in tutto il mondo assistenza, formazione e consulenza.

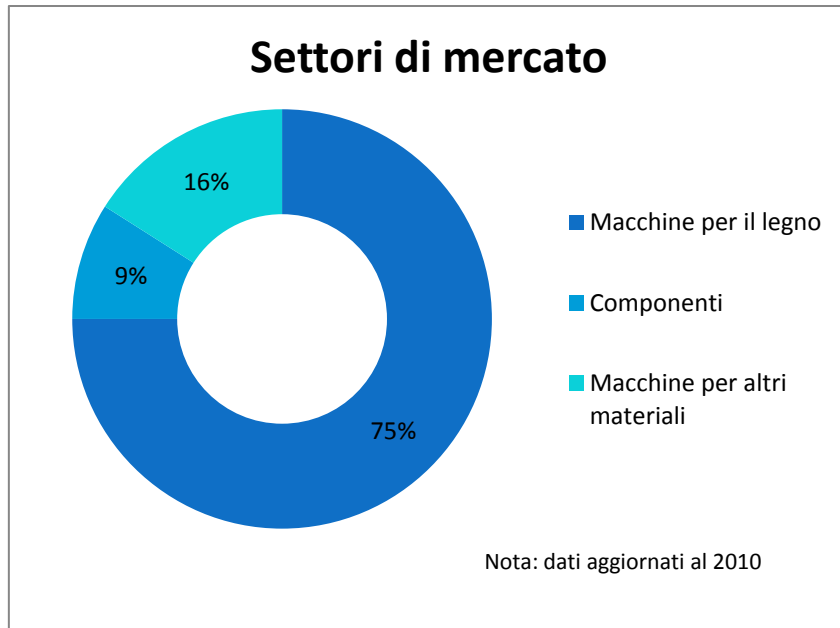



Fig. 1-2: grafico settori di mercato

Il gruppo è organizzato per divisioni e unità di business, coordinato da direzioni centrali e servizi comuni di eccellenza.

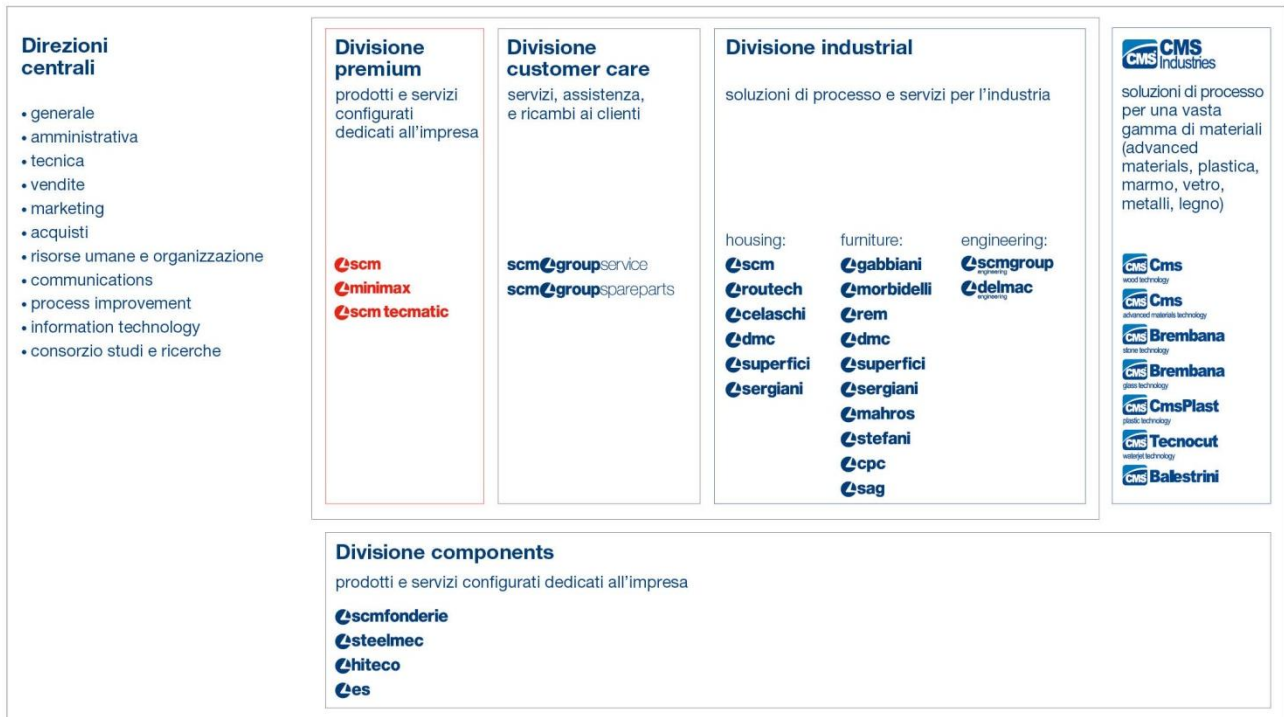



Fig. 1-3: Divisioni e direzioni SCM Group

1.2. CENTRI DI LAVORO

La ***Divisione Industrial*** fornisce soluzioni avanzate di processo e servizi ad alto contenuto tecnologico per l'industria del legno ed opera con due unità di business, ***furniture*** e ***housing***. In particolare l'unità di housing offre soluzioni di processo e servizi per l'edilizia in legno: porte, serramenti, scale, sedie, tavoli, pavimenti, tetti, pareti, arredamenti per la nautica.

Quest'unità produce anche i ***centri di lavoro*** SCM, destinati alla produzione di porte, infissi, elementi di legno massello e in generale a tutte quelle lavorazioni che richiedono grosse asportazioni di materiale, quali fresatura, foratura e alesatura. L'offerta SCM per questa tipologia di macchina utensile è costituita da 5 differenti modelli della famiglia Accord.

1.2.1. ACCORD 10 FX

Questo centro di lavoro high-tech è la proposta entry-level SCM per la produzione di porte, dotata di gruppi operatori fino a 5 assi interpolanti, capace di eseguire grosse asportazioni, indicata specialmente agli artigiani e alle piccole e medie imprese che necessitano di flessibilità.

Fig. 1-4: Accord 10 FX

Area piano di lavoro a barre		
Area di lavoro X	Mm	3050-5200
Area di lavoro Y	Mm	1380
Passaggio pezzo	Mm	170
Assi		
Velocità vettoriale assi X-Y	m/min	85
Elettro mandrino		
Potenza elettromandrino 5 assi	kW	11
Rotazione max	g/min	18.000
Magazzino utensili posteriore	n° posti	16
Magazzino utensili laterale	n° posti	10
Testa di foratura		
Mandrini indipendenti	N°	18
Potenza	kW	3
Rotazione	g/min	2000-6000
Installazione		
Peso macchina	Kg	3800-4300

Tabella 1-1: specifiche tecniche Accord 10 FX

La struttura mobile della macchina ***cantilever*** (trave a sbalzo) trasporta i gruppi di lavoro, ovvero un'unità fresante a 5 assi e un gruppo per foratura a 18 mandrini (12 verticali e 6 orizzontali, più lama integrata). La produttività si assesta a un massimo di 25 porte per turno di lavoro. Il target d'investimento è di 100.000-120.000 Euro.

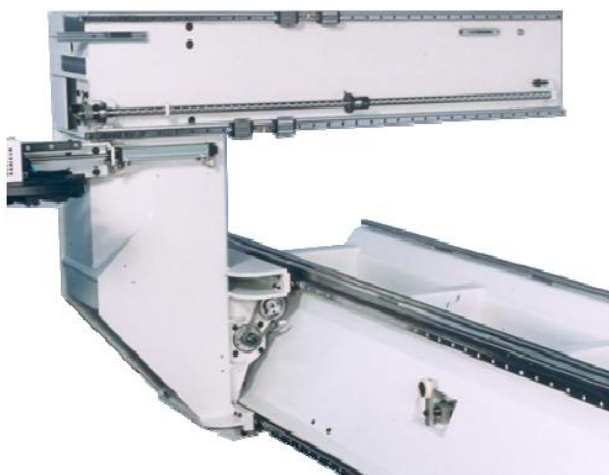



Fig. 1-5: portale a struttura cantilever

Fig. 1-6: gruppo 5 assi Prisma

Fig. 1-7: testa a forare con lama integrata

Prodotti	Livello d'investimento	Produttività	Impiego
Porte	*100-120.000*	*Fino a 25 porte/turno*	*1 turno/giorno*

Tabella 1-2: mercato obiettivo Accord 10 FX

1.2.2. ACCORD 20 FX

Fig. 1-8: Accord 20 FX

Il secondo modello SCM è un centro di lavoro configurabile di classe media, concepito per la produzione di porte e finestre, con un livello d'investimento di 120.000-150.000 Euro. Differisce dal modello precedente per la struttura mobile a portale (***gantry structure***), soluzione più rigida che permette di ridurre notevolmente le vibrazioni che potrebbero peggiorare le finiture in lavorazione. La dotazione consiste in:

- un'unità di fresatura principale a 5 assi (denominata Prisma);
- un'unità di lavoro aggregata (denominata BRC), per le lavorazioni accessorie di taglio, fresatura e foratura sia verticale che orizzontale senza necessità di cambio utensile;
- un'unità di foratura che a seconda delle esigenze del cliente può avere dai 14 a 30 mandrini indipendenti, selezionabili tramite estrazione di 60 mm;
- gruppo orizzontale a due uscite per le lavorazioni più frequenti e gravose.

Fig. 1-9: struttura mobile a portale

BRC machining unit

Cutting with blade
Horizontal drilling
Vertical drilling
Vertical routing
Handle drilling
Horizontal routing

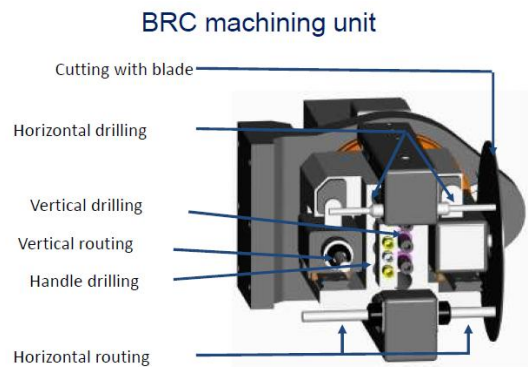



Fig. 1-10: unità di lavoro aggregata BRC

Area piano di lavoro a barre		
Area di lavoro X	Mm	3680-6360
Area di lavoro Y	Mm	1380-1680
Passaggio pezzo	Mm	170
Assi		
Velocità vettoriale assi X-Y	m/min	60
Elettro mandrino		
Potenza elettromandrino 5 assi	kW	11
Rotazione max	g/min	24.000
Potenza elettromandrino 3-4 assi	kW	8,5-12-13
Rotazione max	g/min	24.000
Magazzino utensili posteriore	n° posti	16-24
Magazzino utensili laterale	n° posti	10-12
BRC		
Potenza	kW	3
Rotazione max	g/min	18.000
Testa di foratura		
Mandrini indipendenti	N°	da 14 a 30
Potenza	kW	3
Rotazione	g/min	2000-8000
Installazione		
Peso macchina	Kg	6000-9000

Tabella 1-3: specifiche tecniche Accord 20 FX

La produttività di questo centro di lavoro è di 10 finestre al giorno (prendiamo come riferimento una finestra composta da 8 elementi).

Prodotti	Livello d'investimento	Produttività	Impiego
Porte e finestre	*120-150.000*	*Fino a 10 finestre/turno*	*2 turno/giorno*

Tabella 1-4: mercato obiettivo Accord 20 FX

1.2.3. ACCORD 30 FX

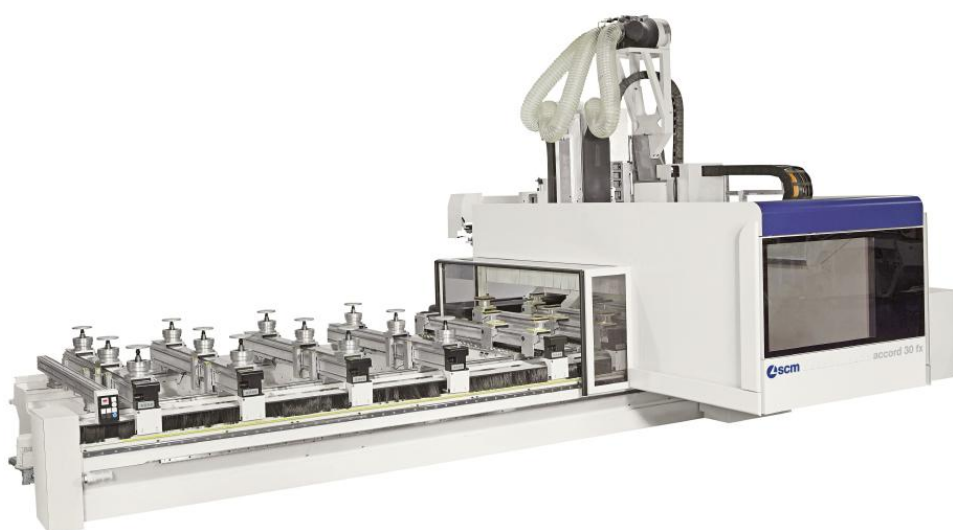



Fig. 1-11: Accord 30 FX

L'SCM Accord 30 fx è un centro di lavoro a 5 assi di fascia alta (150.000-180.000 Euro), con piano di lavoro automatico. Si tratta di un centro di lavoro che incrementa notevolmente le prestazioni del modello precedente, passando a una produttività di 18 finestre per turno di lavoro di 8 ore. Questo incremento prestazionale è ottenuto grazie all'importante dotazione:

- un'unità di fresatura principale a 5 assi;
- un'unità di lavoro aggregata BRC, con asse Z indipendente da quello del gruppo principale, per le lavorazioni accessorie di taglio, fresatura e foratura sia verticale che orizzontale senza necessità di cambio utensile;
- una testa di foratura che a seconda delle esigenze del cliente può avere dai 14 a 50 mandrini indipendenti e un gruppo lama integrato con rotazione 0-90°;

- unità di fresatura supplementare da 8,5 kW dotato di magazzino utensili dedicato da 6 posizioni.

Essendo destinato a lavorazioni a elevata produttività d'infissi e su legno massello, è dotato anch'esso di struttura mobile di tipo *gantry* (portale).

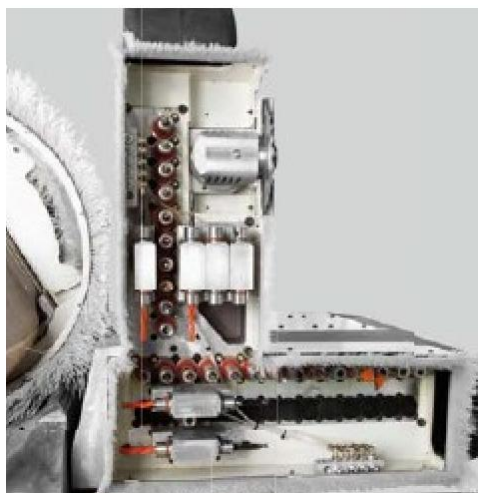



Fig. 1-12: testa a forare con lama integrata

Fig. 1-13: magazzino utensili rotativo supplementare Rapid 6

Area piano di lavoro a barre		
Area di lavoro X	mm	3050-6360
Area di lavoro Y	mm	1380-1905
Passaggio pezzo	mm	250
Assi		
Velocità vettoriale assi X-Y	m/min	90
Elettro mandrino		
Potenza elettromandrino 5 assi	kW	11
Rotazione max	g/min	24.000
Potenza elettromandrino 3-4 assi	kW	8,5-12-13
Rotazione max	g/min	24.000
Magazzino utensili on-board per cambio utensile in t. mascherato	n° posti	12

Magazzino utensili posteriore	n° posti	16-24-48
Magazzino utensili laterale	n° posti	8-10-12
BRC		
Potenza	kW	3
Rotazione max	g/min	18.000
Elettromandrino supplementare 3 assi		
Potenza	kW	8,5
Magazzino utensili on-board	n° posti	6
Testa di foratura		
Mandrini indipendenti	N°	da 14 a 50
Potenza	kW	3
Rotazione	g/min	2000-8000
Installazione		
Peso macchina	Kg	6000-9000

Tabella 1-5: specifiche tecniche Accord 30 FX

Prodotti	**Livello d'investimento**	**Produttività**	**Impiego**
Porte e finestre	*150-180.000*	*Fino a 20 finestre/turno*	*2 turno/giorno*

Tabella 1-6: mercato obiettivo Accord 30 FX

1.2.4. ACCORD 40 FX

Fig. 1-14: Accord 40 FX

Il top di gamma SCM è l'Accord 40 fx (180.000-210.000 Euro), un'evoluzione del 30 fx, con il quale condivide la dotazione delle unità di lavoro e dei magazzini utensili. La produttività è incrementata anche grazie all'utilizzo di un manipolatore che interfaccia elettromandrino e magazzino, in grado di abbattere i tempi di cambio utensile.

Area piano di lavoro a barre		
Area di lavoro X	Mm	3680-6360
Area di lavoro Y	Mm	1680-1905
Passaggio pezzo	Mm	350
Assi		
Velocità vettoriale assi X-Y	m/min	90
Elettro mandrino		
Potenza elettromandrino 5 assi	kW	11-13-15
Rotazione max	g/min	24.000
Potenza elettromandrino 3-4 assi	kW	8,5-12-13

Rotazione max	g/min	24.000
Magazzino utensili on-board per cambio utensile in t. mascherato	n° posti	12
Magazzino utensili posteriore	n° posti	16-24-48
Magazzino utensili laterale	n° posti	8-10-12
BRC		
Potenza	kW	3
Rotazione max	g/min	18.000
Elettromandrino supplementare 3 assi		
Potenza	kW	8,5
Magazzino utensili on-board	n° posti	6
Testa di foratura		
Mandrini indipendenti	N°	da 14 a 50
Potenza	kW	3
Rotazione	g/min	2000-8000
Installazione		
Peso macchina	Kg	6000-9000

Tabella 1-7: specifiche tecniche Accord 40 FX

Prodotti	**Livello d'investimento**	**Produttività**	**Impiego**
Porte e finestre	*180-210.000*	*Fino a 25 finestre/turno*	*2 turno/giorno*

Tabella 1-8: mercato obiettivo Accord 40 Fx

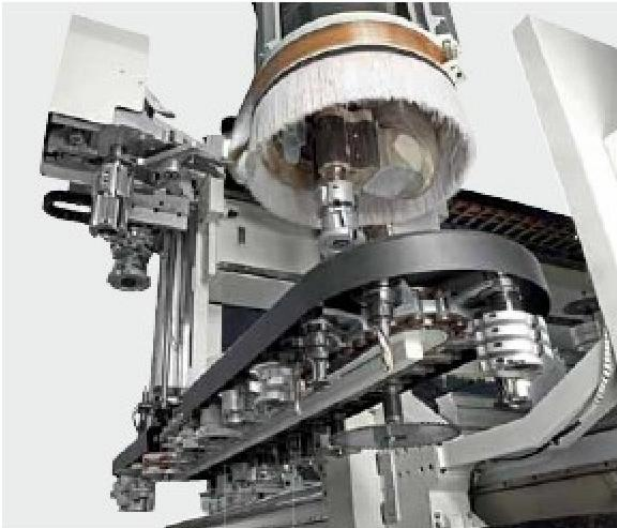



Fig. 1-15: magazzino utensili a catena a 48 posizioni

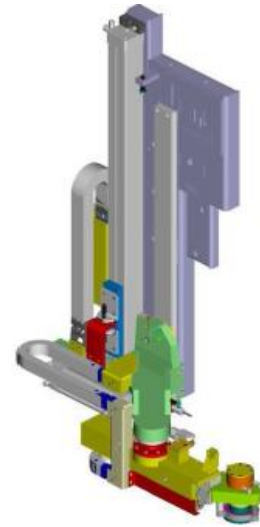



Fig. 1-16: manipolatore per cambio utensile Mach 5

1.2.5. ACCORD WD

Fig. 1-17: Accord WD

L'Accord WD è una variante del modello precedente, dotato di un piano di carico e scarico automatico: tale caratteristica lo colloca nella famiglia delle ***celle di lavoro***. Permette di produrre sia per lotti che per singole unità senza interrompere il ciclo e avanzando alla massima velocità. Tuttavia può essere utilizzato anche con carico manuale, diventando un vero e proprio centro di lavoro ***stand alone***: per questo può essere definito come modello di congiunzione tra le due categorie di macchine UT. Grazie alla completa dotazione di unità di lavoro (uguale a quella dell'Accord 40 fx), al manipolatore e al piano automatico, questa cella

di lavoro può arrivare a produrre 27 finestre per turno. Chiaramente anche il livello d'investimento richiesto aumenta, fino ai 350.000 Euro.

Prodotti	**Livello d'investimento**	**Produttività**	**Impiego**
Porte e finestre	*350.000*	*Fino a 27 finestre/turno*	*2 turno/giorno*

Tabella 1-9: mercato obiettivo Accord WD

CAPITOLO SECONDO

2. ANALISI CONCETTUALE

L'attività di questa tesi s'inserisce all'interno di un programma di sviluppo riguardante il centro di lavoro Accord 20 fx, che l'azienda ha ritenuto opportuno avviare per poter occupare una fascia di mercato nuova. In particolare l'attenzione è stata focalizzata sulla dotazione di magazzini utensili offerta, valutando la possibilità di modificarne le specifiche con lo scopo di ottenere un prodotto performante.

Il management aziendale per questo particolare tipo di attività prevede un modello di sviluppo, che partendo dai bisogni dei clienti e dall'analisi della propria offerta e di quella dei principali concorrenti, va a definire le specifiche prodotto e relativo Business Plan, fino all'approvazione del progetto, mantenendo un approccio obiettivo e sistematico. Questa tesi si interesserà dello sviluppo del solo magazzino utensili, pur partendo dal contesto generale in cui l'intero centro di lavoro si colloca.

2.1. BISOGNI DEL CLIENTE

Nella fase iniziale sono stati raccolti attraverso un'analisi di mercato:

- i bisogni espliciti dei clienti;
- i bisogni latenti dei clienti;
- i bisogni indotti (che nascono dopo la messa sul mercato di un prodotto nuovo).

Tali bisogni devono essere necessariamente individuati nelle dichiarazioni dei clienti e ripuliti/svincolati dalle soluzioni tecniche con cui spesso vengono espressi (es. necessità di un'autovettura più performante in termine di velocità e utilizzo di un motore più potente).

Per quanto riguarda i magazzini utensili a servizio di centri di lavoro, i clienti del mondo housing hanno indicato i seguenti bisogni:

- **affidabilità** dei componenti (rari fermi macchina);
- **flessibilità produttiva**, in termini di velocità di set up del magazzino, ovvero avere tempi di riattrezzaggio ridotti.
- **limitare gli ingombri** in macchina: si vuole mantenere compatta la macchina, essendo

di fascia media;

- **estetica** del dispositivo;
- **flessibilità produttiva**, in termini di capacità in N° utensili: l'Accord 20 fx appartiene al mondo dell'housing-massello, in cui le lavorazioni eseguite (e di conseguenza anche gli utensili utilizzati) sono varie. Nel mondo del pannello invece questa necessità è meno sentita, limitandosi a lavorazioni di foratura e profilatura;
- **produttività**, in termini di velocità di posizionamento del cono in fase di cambio utensile;
- **campo di utilizzo**, in termini di tipologia e varietà di utensili immagazzinabili: si passa dalle punte di foratura, alle frese con profilo più o meno complesso, lame e testine per bordatura. Le dimensioni sono varie, così come la massa, che va da pochi kg a oltre 15 kg.
- **Costo** del dispositivo che va a incidere sull'investimento per il centro di lavoro.

Successivamente queste necessità sono state valutate per definire un ordine di priorità. Ciò risulterà utile per comprendere su che aspetti del prodotto è necessario concentrarsi e per prendere una decisione nell'eventualità si sia costretti a scegliere se soddisfare un bisogno oppure un altro. A livello operativo questa valutazione viene effettuata a livello commerciale chiedendo ai clienti di dare un voto tra 1, 3, 5 e 10, in modo da comprendere quali aspetti siano percepiti come trascurabili e quali assolutamente necessari.

Caratteristica generale	Caratteristica particolare	Voto
Affidabilità	dei componenti (rari fermi macchina)	10
Flessibilità produttiva	in termini di velocità di set up del magazzino	5
Limitare gli ingombri	in macchina	5
Estetica	del dispositivo	3
Flessibilità produttiva	in termini di capacità in N° utensili	5
Produttività	in termini di velocità di posizionamento del cono in fase di cambio utensile	10
Campo di utilizzo	in termini di tipologia e varietà di utensili immagazzinabili	5
Costo	del dispositivo	10

Tabella 2-1: bisogni del cliente riferiti alla dotazione di dispositivi d'immagazzinamento utensili

2.2. ANALISI DEL MERCATO E CONFRONTO CON LA CONCORRENZA

Dal seguente grafico possiamo vedere la situazione attuale delle proposte SCM e dei principali concorrenti, Homag e Biesse, i quali, nella fascia di appartenenza dell'Accord 20 FX, propongono rispettivamente la Venture 316 e la Rover A.

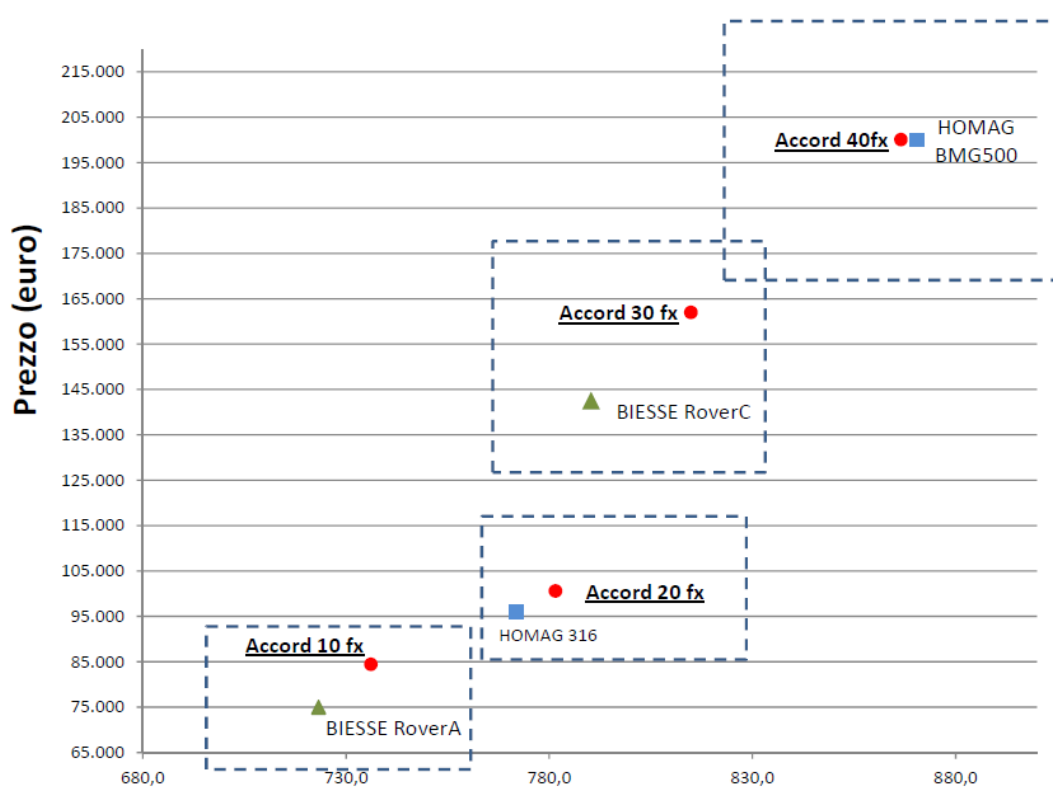



Fig. 2-1: situazione attuale del mercato dei centri di lavoro

Fig. 2-2: Homag Venture 316

Fig. 2-3: Biesse Rover A

Si può tuttavia notare come il centro di lavoro SCM si posizioni a un livello di costo nettamente più alto rispetto a Biesse, e sensibilmente maggiore rispetto Homag, fatto giustificabile dalle specifiche tecniche migliori. Senza entrare nei dettagli, che esulano dall'analisi sul magazzino utensili, possiamo trovare in tabella le principali differenze:

		SCM Accord 20 fx	**BIESSE Rover A**	**HOMAG Venture 316**
Struttura		*Gantry*	*Cantilever*	*Gantry*
Copertura COMPLETA piano di lavoro		√	*X*	*X*
Sistema fissaggio pezzi		*Configurabile, SENZA condotti a vista per il vuoto*	*Configurabile, CON condotti a vista per il vuoto*	*Configurabile, CON condotti a vista per il vuoto*
Unità di lavoro	**Unità di fresatura principale a 5 assi**	*11 kW*	*12 kW*	*10 kW*
	Unità di lavoro aggregata	√	*X*	*X*
	Testa di foratura	14-30 mandrini (di cui 4-6 orizzontali)	*10-14 mandrini verticali, 3-6 mandrini orizzontali, lama integrata*	*12 o 17 mandrini verticali, 4 mandrini orizzontali, lama integrata*
Magazzini utensili	**Automatico**	*Rotativo 24 posizioni*	• *Catena a 14 pozioni;* • *Catena a 21 posizioni.*	• *Rotativo a 14 posizioni;* • *Rotativo a 18 posizioni.*
	Lato macchina	*Rack 10 posizioni*	*Rack a 10 posizioni*	\

Tabella 2-2: caratteristiche tecniche dei centri di lavoro a confronto

Limitando l'analisi al comparto magazzini, possiamo notare come le soluzioni adottate dai vari competitor siano variegate. SCM ha preferito munire il centro di lavoro di un magazzino automatico rotativo a 24 posizioni, denominato Rapid 24, installato sul montante mobile e affiancato da una rastrelliera montata a lato macchina con ulteriori 10 posizioni.

Anche Homag ha adottato la soluzione di un magazzino rotativo, seppur con una capacità inferiore (14 o 18 posizioni a seconda della versione della macchina). La scelta di Biesse invece è ricaduta su un magazzino a catena compatto, che a seconda degli equipaggiamenti può essere da 14 o 21 utensili. In sintesi abbiamo:

Centro di lavoro	N° Tot. Posizioni
SCM	34 *(24+10)*
Biesse	24-3 *(14/21+10)*
Homag	14-18

Tabella 2-3: configurazione magazzini utensili

Da questo punto di vista, notando come l'Accord 20 fx offra una capacità d'immagazzinamento maggiore, si può giustificare ulteriormente la differenza in termini di costo rispetto alla concorrenza.

2.3. SWOT ANALYSIS

Definiti i bisogni dei clienti e analizzate le proposte dei main competitors, è necessario andare a determinare le strategie ottimali per implementare tale opera di sviluppo del centro di lavoro. Per far ciò ci si è affidati alla ***swot analysis***.

SWOT sta per *Strenghts Weaknesses Opportunities Threats*, che in italiano significa *Forza Debolezza Opportunità Minacce*. È un modello di analisi che si basa su due concetti fondamentali:

- Competenze distintive
- Fattori chiave di successo

Attraverso l'analisi dei punti di forza e debolezza un'impresa rivolge lo sguardo all'interno della sua organizzazione alla ricerca delle sue *competenze distintive*, cioè ciò che sa fare meglio degli altri, le attività che la distinguono sul mercato. Nell'analisi delle opportunità e minacce l'azienda rivolge il suo sguardo all'esterno, verso il mercato, al fine di cogliere gli aspetti di cui potrebbe approfittare per migliorare la propria posizione competitiva. Ecco lo schema del modello:

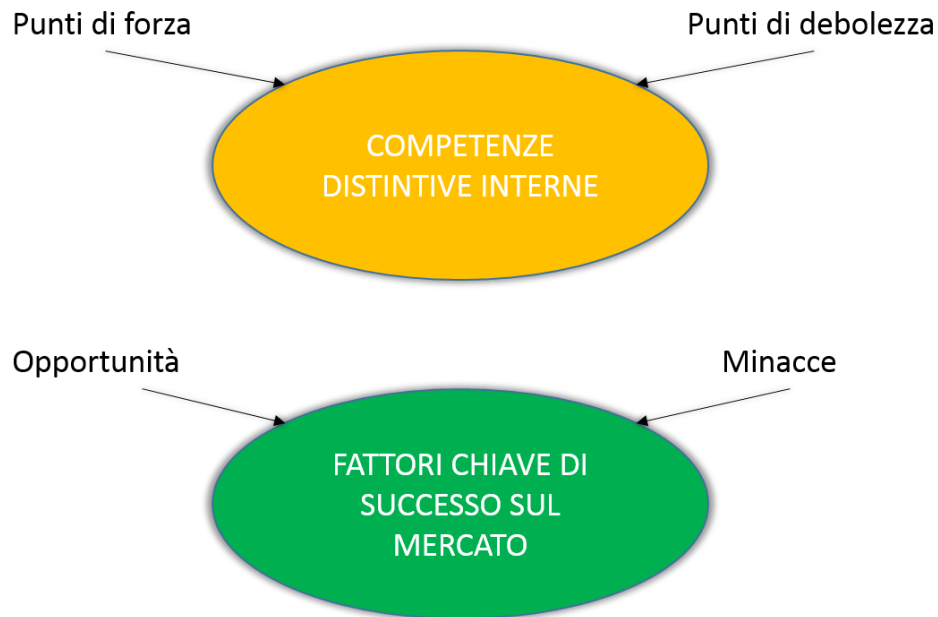



Fig. 2-4: schema concettuale fori interni ed esterni

Per comprendere meglio il principio di questo modello, prendiamo un esempio riferito al mercato dei trasporti con riferimento all'auto privata rispetto alle altre modalità di trasporto (aereo, treno, bus).

Punti di forza	**Punti di debolezza**
• *Massima flessibilità* • *Adatta all'individualismo edonistico dell'italiano medio* • *Decisamente economica se si viaggia in gruppo (specie se diesel)* • *Percepito come mezzo più veloce dopo l'aereo* • *Livello di comfort / capacità di carico bagagli*	• *Estremamente pericolosa sotto il profilo della sicurezza da incidenti* • *Necessità di spese aggiuntive una volta arrivati a destinazione (parcheggi, soste a pagamento)* • *Molto costosa se si viaggia da soli* • *Pericolo di dilatare i tempi di percorrenza in funzione del traffico*
Opportunità	**Minacce**
• *Diffusione sul mercato di auto piccole in grado di garantire un elevato livello di comfort ed un consumo molto basso anche per distanze elevate* • *Mezzo favorito dal target giovani; possibilità di mantenere quote elevate nelle regioni con più giovani*	• *Incremento dei costi di gestione delle autovetture* • *Perdita di quote di mercato per via dell'invecchiamento della popolazione, specie nelle regioni con più anziani*

Tabella 2-4: esempio di SWOT analisi applicata al mercato dei trasporti

Fin qui lo schema di analisi. Formare una strategia partendo dallo schema della SWOT significa però arricchire il modello di analisi con altri concetti molto importanti che influenzano la creazione, la scelta e l'efficacia delle strategie:

- **Responsabilità sociale:** intesa come senso etico sia verso il mercato e la società nel complesso che nei rapporti tra singoli individui.
- **Valori manageriali:** intesi come l'insieme delle ideologie e delle preferenze personali dei manager che disegnano la strategia (convincimenti, pregiudizi, idee politiche, livello culturale, sensibilità, ecc.)
- **Implementazione:** il successo di qualunque strategia è dovuto alla sua corretta ed efficace implementazione, cioè al modo in cui la strategia viene calata all'interno della struttura sociale dell'azienda. Ogni strategia oltre ad essere formulata deve essere "messa in grado di funzionare", attraverso l'operato coerente con essa dei dipendenti, operai, dirigenti, di tutti insomma.

Pur confermando che la formazione di una strategia sia soprattutto un processo creativo, le strategie prescelte, per essere efficaci, devono avere determinate caratteristiche quali:

- Essere coerenti con gli obiettivi
- Rispondere a situazioni reali di mercato
- Portare vantaggi nelle aree di business selezionate
- Essere sostenibili economicamente, a seconda delle risorse disponibili in quel momento (personale, soldi, strutture)

Il modello SWOT è uno degli strumenti che aiutano l'azienda a non dimenticare le caratteristiche che una strategia efficace deve avere per avere successo.

Il seguente è uno schema riassuntivo del processo di formazione della strategia basato sull'approccio SWOT:

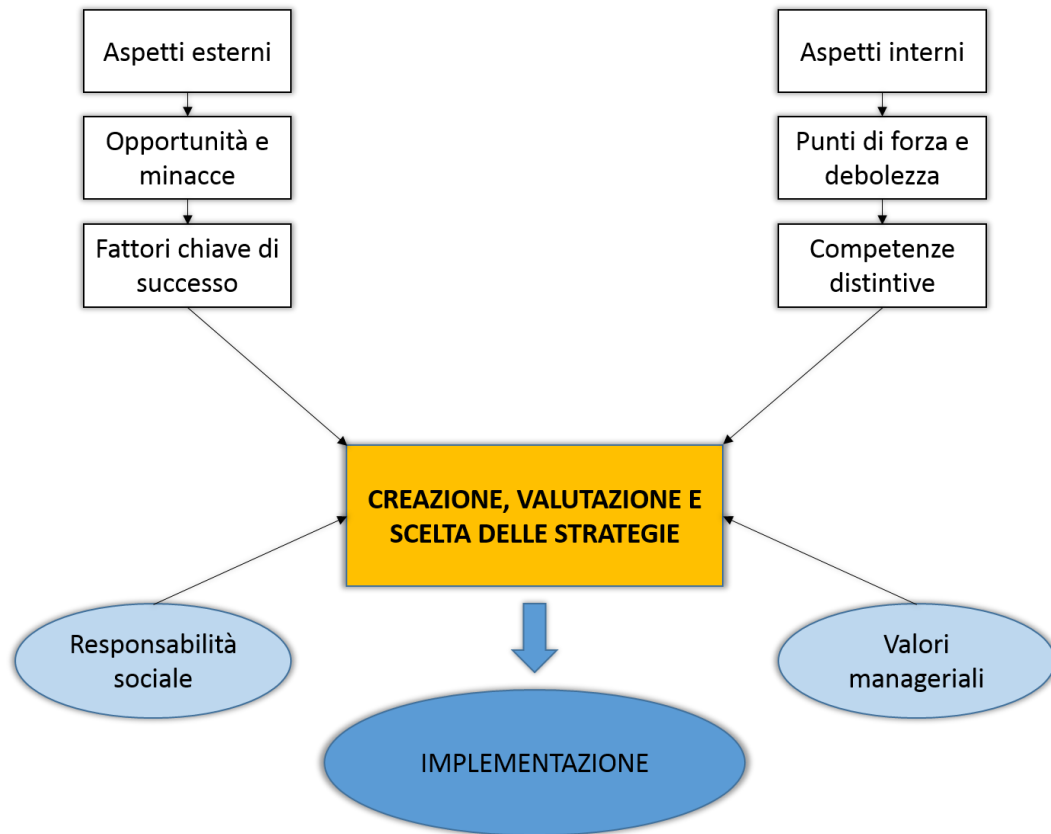



Fig. 2-5: schema sviluppo analisi SWOT

2.3.1. FASI

L'analisi SWOT in pratica si attua attraverso un processo che vede in sostanza tre fasi:

- L'individuazione delle Opportunità;
- Individuazione e valutazione delle opportunità più promettenti.
- La valutazione delle potenzialità interne all'azienda.

FASE 1: INDIVIDUARE LE OPPORTUNITÀ

L'individuazione delle opportunità avviene attraverso degli strumenti di analisi e osservazione. Ecco di seguito alcuni tra i più efficaci:

- **Monitoraggio delle tendenze del mercato (trend):** è il metodo più tradizionale. Visitare fiere internazionali, aggiornarsi con siti come Trendwatching.com, Springwise, Josh Spear.com, leggere pubblicazioni di settore, fare ricerche di mercato ad hoc, ecc. Questo strumento presenta però 3 difficoltà essenziali:

- deve essere **tempestivo**. Non si può applicare un trend già vecchio, altrimenti il rischio d'insuccesso è alto,
- il monitoraggio deve essere abbastanza **ampio** e deve tenere conto delle caratteristiche peculiari che compongono l'ambiente esterno in cui si opera e sulle possibili conseguenze di coerenza su posizionamento e immagine dell'azienda.
- bisogna essere **attenti ai "segnali deboli"**, ossia quelle tendenze ancora sotto traccia che possono però far pensare a uno sviluppo più evidente in un prossimo futuro.

Ad esempio, si percepisce una crescente importanza del tema ambientale nell'opinione pubblica, questo lascia presagire un movimento che lega ecologia e qualità della vita (lifestyle). Quanti prodotti oggi sarebbero credibili e coerenti con questo messaggio oggi? Ovviamente questo è un ex segnale debole, anzi oggi è abbastanza forte direi.

- **Individuare segmenti di mercato poco o non coperti:** attraverso una segmentazione accurata si suddividono i consumatori in gruppi in cui le preferenze siano abbastanza omogenee, in modo da poter essere serviti con offerte mirate.
- **Studio dei non-utilizzatori**: ogni prodotto ha dei non-clienti e potrebbe ricavare molte informazioni utili dallo studio delle persone che oggi non comprano il prodotto affatto. Ci sono i non utilizzatori dell'aereo, del treno, del bus, i non utilizzatori dei rasoi elettrici, i non consumatori di birra, i non consumatori di vino, i non sottoscrittori di polizze vita, ecc. Tra i tanti motivi per cui esistono tali non consumatori, una delle possibili cause potrebbe essere data dalla non adeguatezza dell'offerta sul mercato da parte delle aziende che vi operano. Studiare le motivazioni del non acquisto può rivelarci molte opportunità da seguire.

- **Studio delle aree di insoddisfazione degli utilizzatori del prodotto**: questo strumento può legarsi al precedente, mettendo in evidenza quali sono le inadeguatezze dell'attuale offerta presente sul mercato. Ovviamente le opportunità segnalate da questo studio sono forse meno dirompenti di quelle in grado di conquistare clientela oggi estranea al prodotto. Infatti gli utilizzatori insoddisfatti sono già acquirenti del prodotto e potrebbero al massimo passare da un brand ad un altro, lasciando inalterata la dimensione del mercato (torta). Mentre le opportunità create attirando i

non-utilizzatori hanno il pregio di portare nuovi clienti nel settore, allargando le dimensioni del mercato (una torta più grande).

FASE 2: VALUTARE LE OPPORTUNITÀ PIÙ PROMETTENTI

Valutare attentamente le opportunità emerse dalla fase precedente è un'attività fondamentale, dal momento che non sempre le opportunità si rivelano tali quando le si esamina in profondità. Qui è importante disporre di dati ed informazioni molto precise che riguardano il contesto. La stima delle dimensioni del mercato a cui l'opportunità si rivolge, l'analisi dei competitor e dei loro modelli di business, l'aspetto logistico, la situazione e l'affidabilità dei fornitori, la situazione normativa e regolamentare del settore, la presenza o no di finanziamenti, il tipo di canali di vendita, i principali vincoli per entrarci, la situazione tecnologica, le infrastrutture esistenti, la stima delle condizioni economiche del mercato target, ecc. Lo strumento strategico utile in questa fase è la matrice delle 5 forze competitive di Porter.

FASE 3: VALUTARE LA SITUAZIONE INTERNA

Infine avviene l'assessment delle capacità/potenzialità interne all'azienda, ovvero ci si domanda se si è adeguatamente preparati per cogliere le opportunità segnalate dal mercato. L'analisi si concentra su diversi fattori, ne elenco alcuni a titolo esemplificativo e non esaustivo:

- **Qualità dell'offerta proposta al mercato**, qualità del prodotto, qualità e adeguatezza della rete di vendita, qualità e coerenza della comunicazione, qualità preparazione e cortesia del personale di vendita, ecc.
- **Qualità delle performance aziendali:** quota di mercato detenuta, livello di notorietà della marca, immagine attuale, conoscenza della base di clientela, tipologia della base di clientela attuale, ecc.
- **Qualità delle caratteristiche aziendali di fondo**: preparazione del management, chiarezza e funzionalità dell'organizzazione interna, preparazione e consistenza delle risorse umane in azienda, clima interno, livello di motivazione del personale, conoscenza delle lingue straniere da parte del management e delle strutture commerciali, dotazione industriale consistente ed al passo con i tempi, sistema di misurazione dei principali indicatori finanziari, economici e industriali chiaro e

condiviso, solidità finanziaria, dotazione tecnologica al passo con i tempi, alfabetizzazione informatica del personale, grado di definizione dei processi interni, ecc.

Al termine del processo valutativo saremo in grado di avere un profilo che costituisce una guida strategica, una fotografia di ciò che l'azienda è e ciò che potrebbe fare. Dall'analisi SWOT possono derivare gli orientamenti strategici generali da seguire. Nella matrice di seguito riportata si evidenzia una mappa costituita da quattro possibili strategie di fondo attuabili combinando fra loro le condizioni interne ed esterne:

		Fattori interni	
		Punti di forza	**Punti di debolezza**
Fattori esterni	**Opportunità**	*Strategie focalizzate sui punti di forza dell'azienda per sfruttare opportunità presenti nel contesto esterno.*	*Strategie volte ad investire per rafforzare le aree più critiche per tentare di sfruttare le opportunità esterne.*
	Minacce	*Strategie con cui si tenta di evitare o aggirare le minacce sfruttando i propri punti di forza.*	*Strategie di minimizzazione dell'impegno e/o di uscita dal mercato.*

Tabella 2-5: matrice strategica opportunità, minacce, punti di forza e debolezza

2.3.2. Applicazione e risultati SWOT Analysis

Alla luce di quanto analizzato, è possibile riscontrare una macro opportunità per questo processo di sviluppo. Dal punto di vista dei clienti manca infatti un matching tra i costi e le prestazioni offerte dal modello Accord 20 fx, per cui l'idea potrebbe essere quella di mantenere il centro di lavoro sul livello di costo attuale, andandone però ad incrementare le prestazioni: in tal modo ci si allontanerebbe ulteriormente dalla fascia dei centri di lavoro entry level (che rimarrebbe esclusiva dell'Accord 10 fx), andando a giustificare il costo maggiore rispetto ai concorrenti con dotazioni e prestazioni migliori. L'Accord 20 fx andrebbe

così ad occupare una fascia di mercato in cui attualmente né SCM né la concorrenza sono presenti con forza.

D'altra parte modificare il prodotto per poterlo inserire in questa nuova dimensione, potrebbe comportare un investimento difficilmente ripagabile, in quanto, al costo delle risorse necessarie, si sommerebbe la riduzione dei guadagni aziendali dovuta ad una possibile perdita di quote di mercato dei centri di lavoro di fascia superiore (in particolare l'Accord 30 fx). Non per ultimo bisogna tenere in considerazione la possibilità che, mettendo mano ad un progetto attualmente funzionante, si vadano a generare dei problemi la cui risoluzione richiederebbe un'ulteriore dispendio di tempo e risorse.

Il discorso fin qui fatto sull'intero centro di lavoro, lo si può circoscrivere al solo magazzino utensili, rimanendo comunque valido in ogni suo aspetto e valutazione, in quanto si richiederebbe una rivisitazione delle specifiche tecniche (in particolar modo la capacità e i tempi di cambio utensile)

Fin qua l'analisi delle opportunità e delle minacce, ovvero di quegli elementi suggeriti dal mercato. Il passo successivo è quello di andare a definire i punti di forza e di debolezza dell'azienda, cioè la situazione interna, per poter definire delle strategie di successo e ottimizzate per gli obiettivi prefissati. In primo luogo, SCM, essendo un gruppo leader nella produzione di macchine per la lavorazione del legno, ha la capacità di indirizzare più facilmente il mercato, agevolando l'introduzione di nuove idee e prodotti all'avanguardia. Essendo un'azienda affermata e di notevole dimensioni, ha a disposizione importanti risorse umane ed economiche per lo sviluppo di nuovi progetti. Dispone di un Consorzio Studi e Ricerche (CSR), un laboratorio altamente qualificato che sviluppa studi e sperimentazioni, garantendo tecnologie e conoscenze avanzate. Oltre tutto ciò non bisogna dimenticare che l'azienda è presente con successo in questo mercato da decenni, e possiede tutto il know-how necessario per essere all'avanguardia, il che si traduce in attuali validi progetti, dai quali è possibile estrarre soluzioni funzionanti e verificate.

Aspetto negativo dell'azienda è la scarsa tutela dei propri progetti a causa di una non efficiente politica brevettuale. A confronto, i concorrenti risultano essere molto più aggressivi, brevettando molte delle loro soluzioni.

A questo punto non resta che definire le strategie che si decide di attuare:

Punti di forza	Punti di debolezza
• Disponibilità di risorse • Centro di ricerca CSR • Leadership nel mercato • Disponibilità di progetti validi	• Scarsa tutela dei progetti
Opportunità	**Minacce**
• Invadere una fascia di mercato promettente attualmente scoperta anche dai concorrenti con un prodotto unico	• Mancata copertura dell'investimento necessario; • Dispendio di risorse per un progetto potenzialmente problematico.

Tabella 2-6: risultati SWOT Analysis applicata alla dotazione di magazzini utensili dell'Accord 20 fx

2.3.3. RISULTATI ANALISI SVILUPPO PRODOTTO

Avendo un effettivo riscontro dall'ufficio commerciale sulla bontà dell'idea ed essendoci la volontà di destinarvi risorse, si decide di portare avanti un'ipotesi di sviluppo di un magazzino con capacità maggiore rispetto sia a quello installato attualmente che a quelli offerti dai concorrenti. Di conseguenza si vuole dotare la macchina di un magazzino a 32 posizioni, il che soddisferebbe i clienti del mondo dell'housing, per i motivi indicati nella prima sezione del secondo capitolo. Questa nuova soluzione dovrà rispettare un determinato target di costo, in quanto l'esigenza è quella di aumentarne le prestazioni cercando di mantenere il più invariato possibile il livello d'investimento del centro di lavoro.

Adottare un magazzino a 32 posizioni del tipo rotativo, comporterebbe l'impiego di una struttura a disco con diametro importante, il che aumenterebbe eccessivamente l'ingombro dell'intera macchina: per tale motivo l'unica strada percorribile è l'impiego di una soluzione a catena. SCM produce già un magazzino a catena, installato sui centri di lavoro di fascia alta. Il gruppo principale di fresatura a 5 assi dei modelli Accord 30 fx, Accord 40 fx e Accord WD, possono avere a disposizione un magazzino automatico a 48 posizioni, interamente

sviluppato e prodotto all'interno dell'azienda. Risulta quindi ovvia la convenienza offerta dal partire direttamente da questo progetto ed elaborarlo in modo da "scalarlo" alle sole 32 posizioni, riducendo così i tempi e i costi di progetto. Si otterrebbe il completo successo dell'operazione se con il solo processo di scalatura si raggiungesse direttamente il costo obiettivo.

In questa fase si potrebbero ricercare delle soluzioni o delle modifiche che innalzino la velocità di rotazione del magazzino (a catena o rotativo che sia) per aumentare la produttività dell'intero centro di lavoro. Tali soluzioni potrebbero poi essere implementate anche all'interno del progetto originale del magazzino a catena a 48 posizioni, riuscendo così ad ottimizzare anch'esso. La gamma dei magazzini a catena sarebbe così al top delle prestazioni, facendo eccellere le proposte SCM tra quelli dei concorrenti.

In conclusione possiamo affermare che l'ottimo sarebbe poter realizzare un magazzino a catena scalato e con prestazioni maggiorate, soddisfacendo la richiesta del mercato e le esigenze aziendali.

		Fattori interni	
		Punti di forza	**Punti di debolezza**
Fattori esterni	**Opportunità**	• *Offrire un magazzino a catena a 32 posizioni;* • *Migliorare le prestazioni*	*Soluzioni da brevettare*
	Minacce	*Scalatura per contenere i costi e i tempi di produzione*	*Mantenere l'offerta della dotazione attuale*

Tabella 2-7: matrice delle strategie ottenute tramite analisi swot

A questo punto è necessario verificare che le soluzioni ottenute da questa analisi concettuale siano compatibili con e soddisfino i bisogni dei clienti. Tale verifica è riportata nella tabella seguente:

Bisogno generale	***Soluzione generale***
Affidabilità	Soluzioni già adottate e testate per il magazzino a 48 poz.
Flessibilità produttiva	Soluzione per stazione di carico agevolato degli utensili sul magazzino, accessibile dalla zona operatore;
Limitare gli ingombri	Soluzione a catena
Protezione	Carter di protezione
Flessibilità produttiva	32 posizioni
Produttività	Soluzioni specifiche per incremento velocità di rotazione
Campo di lavoro	Soluzioni specifiche per allargamento gamma utensili immagazzinabili

Tabella 2-8: soluzioni applicabili per soddisfare ogni singolo bisogno

CAPITOLO TERZO

3. MAGAZZINO AUTOMATICO A CATENA A 48 POSIZIONI

Come visto, l'opera di sviluppo parte dal magazzino automatico a 48 posizioni attualmente prodotto. Prima di esporre il processo nelle sue fasi operative, si ritiene utile indicare i principi seguiti nella progettazione della soluzione finora prodotta, che verranno poi rispettati anche per la nuova versione.

Fig. 3-1: magazzino a catena installato su Accord 40 Fx

3.1. LA PROGETTAZIONE MODULARE

La presenza di un magazzino utensili automatico è, al giorno d'oggi, un "must" per qualsiasi Centro di lavoro a controllo numerico, in qualunque settore di applicazione. Per SCM è prerogativa avere un dispositivo di "nuova concezione", dove per generico "prodotto di nuova concezione" si intende un prodotto sviluppato non più in ottica di singolo modello o al massimo di piccola gamma, quanto piuttosto in quella di comune "piattaforma". In pratica si vuole utilizzare un unico set di componenti per garantire il rispetto di assegnate combinazioni delle principali specifiche d'impiego, all'interno di una data "famiglia" di prodotti, ovvero di quell'insieme di prodotti caratterizzati dalla stessa morfologia o struttura di base. Per realizzare ciò, è indispensabile *modularizzare* il progetto, cioè far precedere la fase di

progettazione vera e propria, quella cioè d'individuazione dei valori di tutti i parametri caratteristici nel rispetto dei vincoli costituiti dalle relazioni fra questi, da una fase preliminare nella quale alcuni di questi parametri e relazioni vengono elevati a livello di "regole di progetto", viene cioè ad essi associato un valore da considerarsi, da li in avanti, "invariante". Si renderà necessario individuare un set di queste regole di progetto in grado di trasformare un unico grande problema complesso in un certo numero di problemi più semplici, ciascuno caratterizzato dall'essere definito da un set limitato di parametri fra loro fortemente interconnessi ma sostanzialmente indipendenti da quelli degli altri problemi. Ognuno di questi problemi elementari individua un "modulo". L'insieme delle regole di progetto deve essere sufficientemente numeroso per consentire la definizione dei moduli necessari ma non tanto numeroso da impedire, di fatto, la ricerca di una soluzione di progetto prossima a quella ottima limitando troppo il numero delle opportunità di miglioramento che scaturiscono nella fase di progettazione vera e propria.

Un set di regole di progetto deve sempre contenere:

- La descrizione completa del sistema, ovvero l'elenco di tutti i suoi moduli componenti e l'individuazione esatta del loro ruolo;
- La descrizione esatta di tutte le interfacce fra i moduli, ovvero dei modi con i quali i diversi moduli interagiscono fra loro;
- L'elenco dei protocolli d'integrazione e delle procedure di test, ovvero dei protocolli che l'integratore di sistema dovrà seguire per completare correttamente l'assemblaggio finale dei moduli e delle procedure che dovranno essere utilizzate per:

    - verificare la funzionalità del sistema;
    - verificare la corrispondenza dei singoli moduli alle regole di progetto;
    - comparare la funzionalità di una nuova versione di un qualunque modulo rispetto a quella della versione precedente dello stesso modulo.

Alla fine della modularizzazione, un qualunque processo di progettazione fortemente ricorsivo viene trasformato in tre fasi strettamente sequenziali:

- Definizione delle regole di progettazione;
- Sviluppo in parallelo dei moduli indipendenti;
- Integrazione del sistema e test.

Come già più volte sottolineato, i principali benefici apportati da questa "trasformazione" del processo di progettazione sono:

- Aumentare la massima complessità gestibile limitando il livello d'interazione fra i vari elementi componenti e riducendo conseguentemente il numero e l'ampiezza delle iterazioni necessarie per completare fasi di progettazione/produzione;
- Permettere di sviluppare contemporaneamente parti di un progetto più grande;
- Aumentare la tolleranza all'incertezza e la capacità di innovare.

Relativamente all'ultimo punto, occorre ricordare come l'approccio modulare basi la sua capacità di innovare soprattutto sui concetti di "suddivisione" (individuazione dei moduli) e "sostituzione" (di un modulo con un altro di maggior valore). È sostanzialmente grazie all'applicazione di questi concetti che viene generato l'insieme delle "possibilità di miglioramento" dal quale poi andranno selezionate quelle in grado di far realmente "progredire" il prodotto.

Per massimizzare l'efficacia di questo meccanismo virtuoso, è indispensabile che ogni occasione di miglioramento che si presenti possa venire sfruttata a qualunque livello: dalla riprogettazione del singolo modulo alla ridefinizione dell'intero set di regole di progetto. Occorre sempre ricordare che la modularizzazione di un progetto è sostanzialmente un'attività di tipo ricorsivo: una modifica del "processo di progettazione" che modifica il progetto stesso e dalle opportunità da questo create ne viene, a sua volta, modificato.

Attuando tale strategia anche alla famiglia delle fresatrici a 5 assi, si può comprendere come la piattaforma comune sia il basamento sul quale si vanno ad installare i vari moduli (gruppo di fresatura principale, gruppi aggregati, sistema di aspirazione, piani di lavoro etc.): il livello complessivo della macchina sarà dato dalla combinazione delle prestazioni offerte dai singoli moduli. Ciò si può intuire già dalla descrizione preliminare dei centri di lavoro, in cui si mostrava come ogni modello si differenziava da quello precedente per la presenza di moduli supplementari e/o prestazionalmente migliori. Un esempio evidente è il modulo struttura mobile: per una macchina di fascia bassa, a cui si richiedono prestazioni in linea ad un costo ridotto, si adotta una soluzione a trave a sbalzo; per macchine di livello superiore il modulo diventerà una struttura a portale.

Anche il magazzino utensili diventa così un modulo e può essere preso separatamente come dispositivo "accessorio": a seconda del target macchina si può scegliere tra magazzini con prestazioni e caratteristiche diverse. Tale strategia in fase di progettazione permetterà di

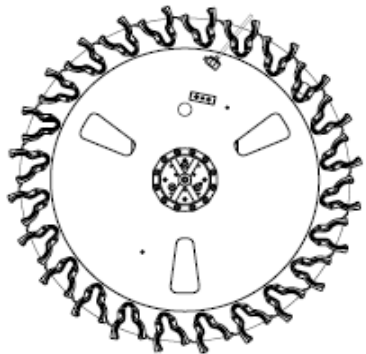
ottenere un dispositivo installabile su macchine di diversa fascia. Riprendendo alcune considerazioni dal primo capitolo possiamo valutare i moduli dell'attuale gamma, differenziandoli in base alla posizione d'installazione: montati sul *portale mobile*, sul *basamento* o *solidali con i gruppi aggregati*. Quelli che vanno ad interfacciarsi con l'unità principale di lavoro sono propri delle prime due categorie e possono essere a rastrelliera a 10 posizioni, automatici rotativi a 16 o 24 posizioni o a catena a 48 posizioni.

	ON BOARD		SUL MONTANTE	
Specifica				
Utilizzo	On board secondo mandrino	12 On Board L	16 Montante	24 Montante
Magazzino per HS	NO	NO	NO	SI
Diametro	220	350	440	800
Posizioni	6	12	16	24
Corda	114	91	85	104
Max diametro UT.	150	230	400	400
Max altezza UT.	180	230	360	360

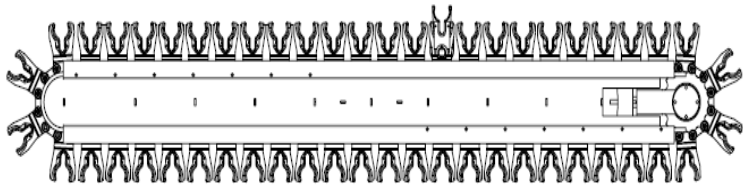
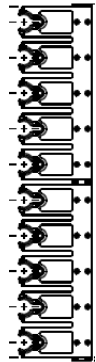
Tabella 3-1: moduli magazzini utensili disponibili per i centri di lavoro (Parte 1)

	SUL MONTANTE	SUL BASAMENTO
Specifiche		
Utilizzo	48 Montante	10 Fisso.
Magazzino per HS	SI	NO
Diametro	425 (interasse tra i rami)	
Posizioni	48 Montante	10
Corda	104	
Max diametro UT.	350	
Max altezza UT.	360	230

Tabella 3-2: moduli magazzini utensili disponibili per i centri di lavoro (Parte 2)

3.2. STRUTTURA E COMPOSIZIONE

Il magazzino utensile orizzontale prevede un ingombro approssimativo di 2760 mm in direzione X longitudinale e 520 mm in direzione Y trasversale. La massa complessiva massima caricabile è di 300 kg. Le principali quote e specifiche tecniche sono elencate nelle immagini e tabelle seguenti:

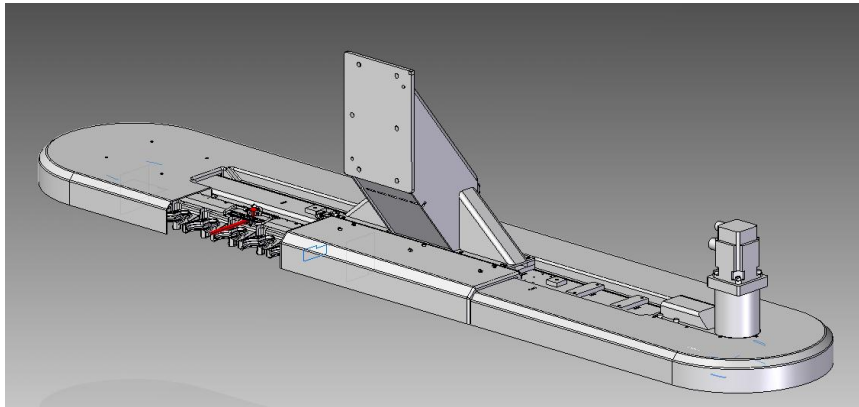



Fig. 3-2: modello al cad del magazzino utensili

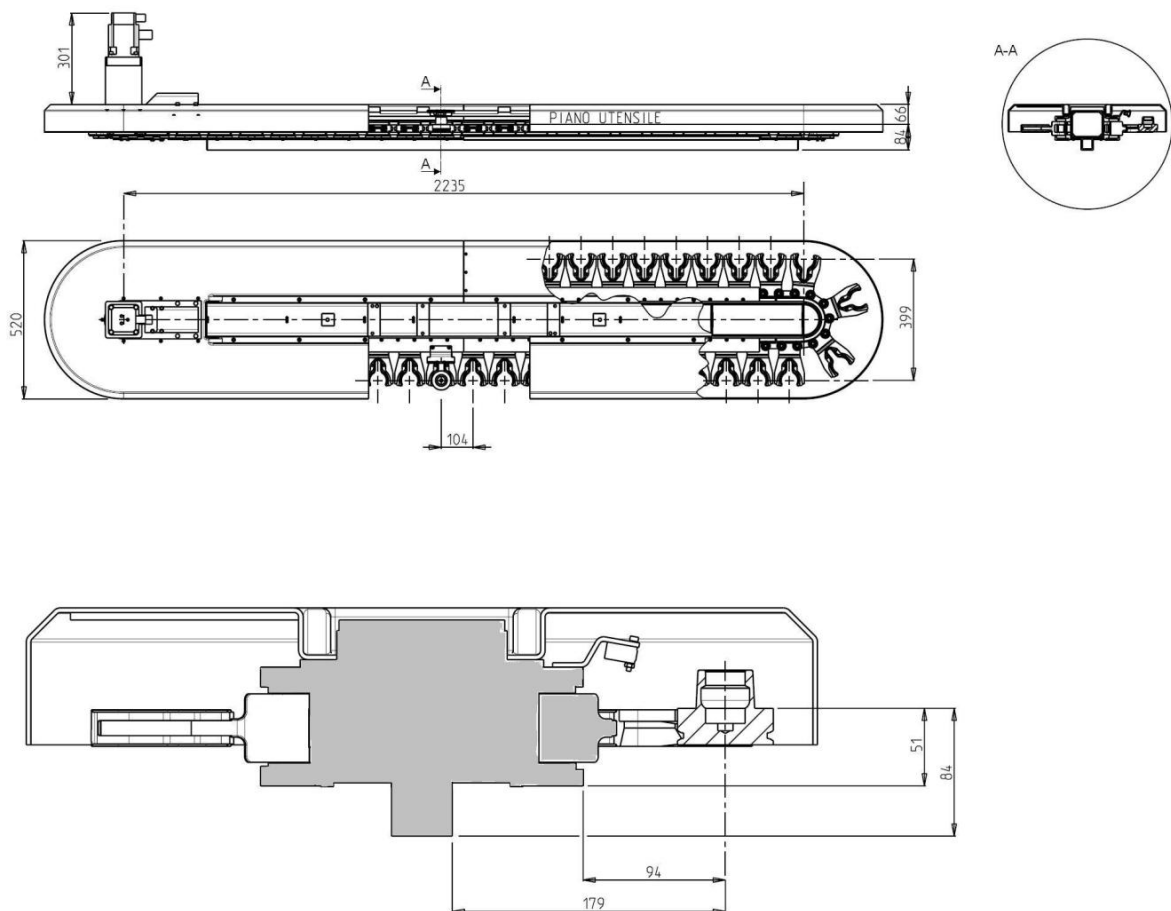



Fig. 3-3: dimensioni e quote del magazzino

CARATTERISTICHE TECNICHE DEL MAGAZZINO A CATENA		
Pos. utensili disponibili		48
Interasse tra posizioni consecutive [mm]		104
Distanza tra i due rami catena [mm]		399
Massa massima di utensile		12-15 kg (in funzione della posizione baricentrica)
Massa massima di utensile con riferimento (testina)		15 kg
Massa totale massima su magazzino		300 kg
Dimensioni massima utensile	Diametro [mm]	375
	Lunghezza [mm]	320
Tipologia attacchi utensile		HSK F 63 HSK E 63
Tipologia attacchi testine a riferimento angolare		HSK F 63 HSK E 63
Movimentazione catena		Motore Brushless a encoder assoluto (1000W - 3,5Nm) Riduttore epicicloidale a 2 stadi (R=1/70)
Tempo di ciclo [s] (per centri di lavoro, 2500 rpm motore)	da pos. 1 a 2	0,39
	da pos. 1 a 10	3,04
	da pos. 1 a 24	7,66
Tempo di ciclo [s] (per celle di lavoro, 1500 rpm motore)[1]	da pos. 1 a 2	0,59
	da pos. 1 a 10	5
	da pos. 1 a 24	12,71
Tipo di pinza in tecnopolimero		
Carter in tecnopolimero per la protezione dei coni		
Fotocellula di lettura presenza utensile in posizione di prelievo		
Snodo maglie/catena con perni su cuscinetti a rullini		

Tabella 3-3: specifiche tecniche del magazzino

[1] I valori indicati si riferiscono al caso di celle di lavoro per il massello, che richiedono utensili notevolmente pesanti. La velocità di rotazione è perciò ridotta a 1500 rpm. Qualora le masse utensili siano inferiori (lavorazione pannello), è ipotizzabile un incremento di tali dinamiche.

Entrando più nello specifico possiamo scomporre la struttura del magazzino a catena in questi cinque macro gruppi:

- Gruppo telaio portante;
- Gruppo motorizzazione;
- Gruppo catena;
- Gruppo carter di protezione;
- Gruppo fotocellula.

3.2.1. GRUPPO TELAIO PORTANTE

Questo gruppo comprende il telaio portante del dispositivo sul quale vengono installati tutti gli altri gruppi e prevede un braccio di collegamento con il portale mobile della macchina. Sono presenti inoltre le guide sulle quali andranno a scorrere i cuscinetti della catena e delle righette di trattenimento per gli stessi, fornendo così una sede adeguata alla catena portautensili. Per effettuare il pretensionamento della catena è stato predisposto un sistema con slitta, rotaia e molla di contrasto, sul quale viene montato il gruppo motorizzazione: con questa soluzione il pignone è in grado di traslare, recuperando i giochi e mantenendo la tensione della catena durante le fasi di esercizio. La molla di contrasto offre un carico massimo di 1800 N.

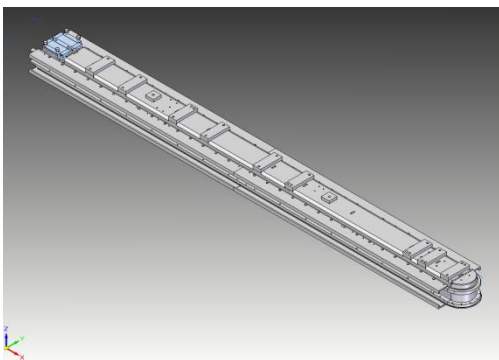



Fig. 3-4: telaio portante con guide cuscinetti

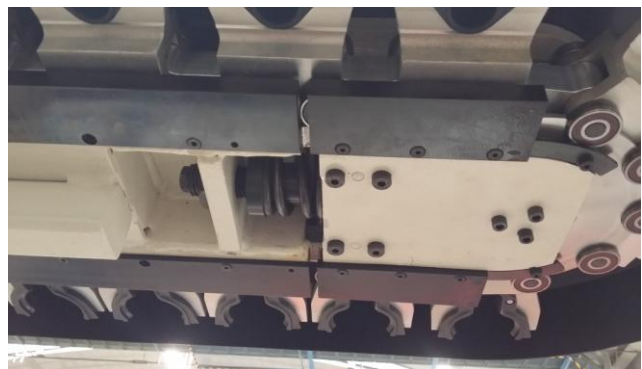



Fig. 3-5: molla di contrasto per tensionamento catena

3.2.2. GRUPPO MOTORIZZAZIONE

La movimentazione è garantita da un sistema costituito da un motore brushless a encoder assoluto e riduttore epicicloidale a due stadi. Qui di seguito le rispettive specifiche:

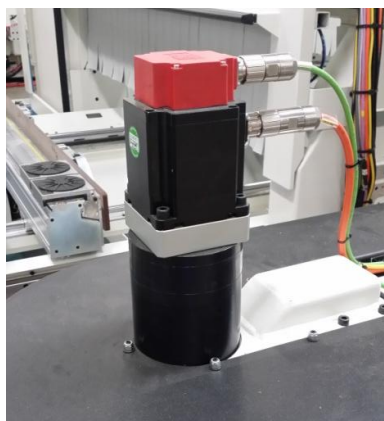



Fig. 3-6: motore e riduttore

Fig. 3-7: pignone profilato per alloggiamento cuscinetti della catena

Servomotore MPC TC100	
Peso	3,90 kg
Velocità nominale	3000 rpm
Potenza nominale	1 kW
Coppia nominale	3,5 Nm
Velocità max	5000 rpm
Momento d'inerzia	0,000148 $kg\ m^2$

Tabella 3-4: specifiche tecniche motore TC100

Riduttore epicicloidale LC120	
Rapporto di trasmissione	1/70
Coppia max accelerazione	190 Nm
Coppia nominale uscita	110 Nm
Velocità nominale ingresso	3500 pm
Velocità max	5000 rpm
Momento d'inerzia ingresso	0,000039 $kg\ m^2$

Tabella 3-5: specifiche tecniche riduttore

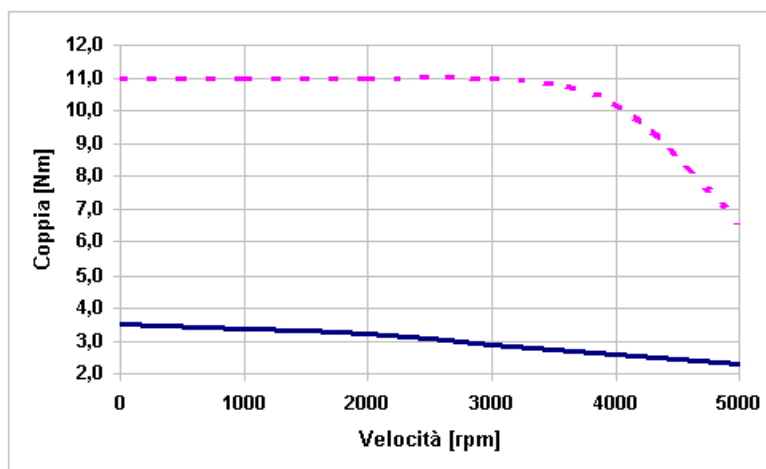



Fig. 3-8: curva di coppia nominale e di picco del motore

All'albero di uscita del riduttore è collegato tramite apposito calettatore il pignone a 10 denti, che presenta un particolare profilo in grado di accogliere i cuscinetti della catena, tale da trasmettere il moto all'intero sistema. Il gruppo motoriduttore è orientato verso l'alto per non limitare l'area sottostante di passaggio degli utensili, evitando la necessità di limitarne le dimensioni.

3.2.3. GRUPPO CATENA

Gli utensili sono trasportati tramite una catena speciale, con passo di 52 mm, costituita da un'alternanza di maglie neutre e pinze per l'afferraggio dei coni. Definiamo come *modulo base* della catena, l'insieme di una pinza e una maglia neutra. Essendo la capacità d'immagazzinamento di 48 utensili, saranno presenti 48 moduli base, per un totale di 96 maglie. La catena ha un ingombro approssimativo di **2235 mm** (interasse dei pignoni) in direzione X e circa **395 mm** (interasse coni) in direzione Y. L'inversione dei rami della catena è data in un lato dal pignone motore e nell'altro dal tratto circolare delle guide ottenuto direttamente sul telaio portante.

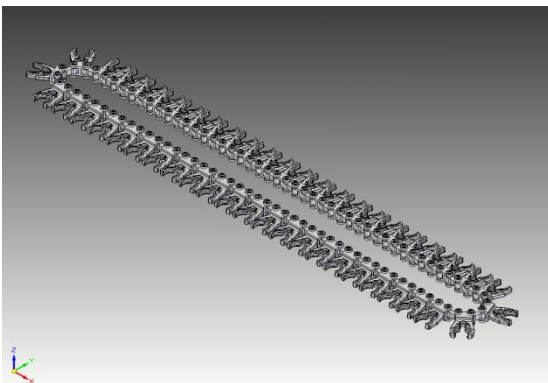



Fig. 3-9: catena porta utensili al cad

Fig. 3-10: dettaglio della postazione di prelievo della catena porta utensili

Il modulo base è costituito da:

- 1 maglia gruppo pinza;
- 1 maglia neutra;
- 2 perni (L=64 mm, Φ=6 mm);
- 4 cuscinetti radiali a sfere 10x30x9 mm;
- 4 astucci a rullini 10x14x12 mm;
- 8 rosette 10x16x0,5.

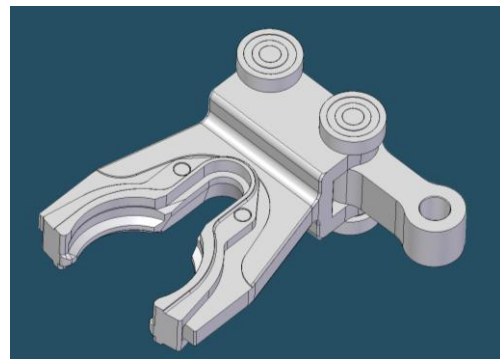



Fig. 3-11: modulo base

Essendo il passo della catena di 52 mm, gli assi di due coni successivi si troveranno a una distanza di 104 mm. Il modulo base svolge entrambe le funzioni di afferraggio e di movimentazione dell'utensile: infatti i cuscinetti radiali nel moto di trascinamento dato dal pignone, rotolando sulle guide, si comportano come ruote di un carrello. Inoltre i 2 cuscinetti inferiori svolgono la funzione di supporto assiale, strisciando con l'anello esterno su un dentino di riscontro della struttura.

La maglia gruppo pinza è composta a sua volta da un corpo strutturale in lega d'alluminio Anticorodal 100 (6082) sul quale si va ad inserire una pinza in tecnopolimero Ertalon® 66-GF30 (nylon rinforzato con 30% di fibre di vetro). Il fissaggio dei due componenti avviene tramite due perni. Queste pinze sono compatibili con coni d'attacco utensili HSK63E e HSK63F: a tali elementi vengono collegati i vari utensili, e fungono da innesto standardizzato per il mandrino. L'ingombro della catena dal piano di appoggio del cono è di 53 mm, quota significativa in quanto andrà a definire le dimensioni degli utensili alloggiabili nel magazzino.

Fig. 3-12: assieme maglia porta utensile

Fig. 3-14: pinza portautensile in Ertalon 66 GF30

Fig. 3-13: dettaglio maglia neutra e perni

Fig. 3-15: dettaglio del collegamento tra due moduli base

3.2.4. GRUPPO CARTER DI PROTEZIONE

Il magazzino è dotato di un carter in materiale plastico ABS che lo copre superiormente per proteggere gli utensili e i propri componenti dagli scarti di lavorazione (segatura, trucioli, etc.). Per garantire la possibilità di interfacciarsi con l'elettromandrino è presente un sistema con sportellino mobile, pneumaticamente movimentato che va ad aprirsi nella fase di cambio utensile. Tale sistema è costituito da un pattino a ricircolo di sfere che va a traslare su una rotaia, spinto da un cilindro pneumatico.

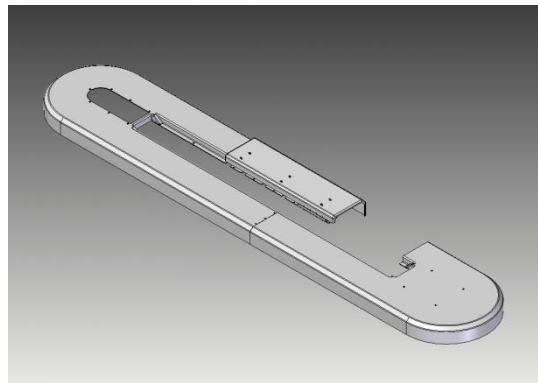



Fig. 3-16: carter protezione al cad

3.2.5. GRUPPO FOTOCELLULA

Questo gruppo va a verificare la presenza dell'utensile nella postazione di scambio, in modo da procedere con le operazioni di scambio utensile in sincronia con l'elettromandrino. Per garantire una corretta lettura, tale gruppo è asservito da un sistema di soffiaggio, che provvede a mantenere pulita la fotocellula.

Fig. 3-17: dettaglio cablaggi pneumatici ed elettrici del magazzino

Fig. 3-18: dettaglio fotocellula e soffiatore

3.2.6. UTENSILI

Come visto il magazzino è predisposto ad accogliere utensili con cono d'attacco HSK63E e HSK63F, normati secondo la normativa DIN 69893. Qui di seguito vengono riportati da normativa i principali parametri costruttivi e quote:

- Costruiti in acciaio da cementazione legato.
- Cementati con profondità 0,4 - 0,5 mm
- Temprati e rinvenuti
- Durezza HRC 58 +- 2 resistenza 800-1000 N/ mm2
- Bruniti
- Finitura di rettifica interna, esterna e nelle filettature delle ghiere chiudipinza
- Collaudati 100% con strumenti di misura certificati.

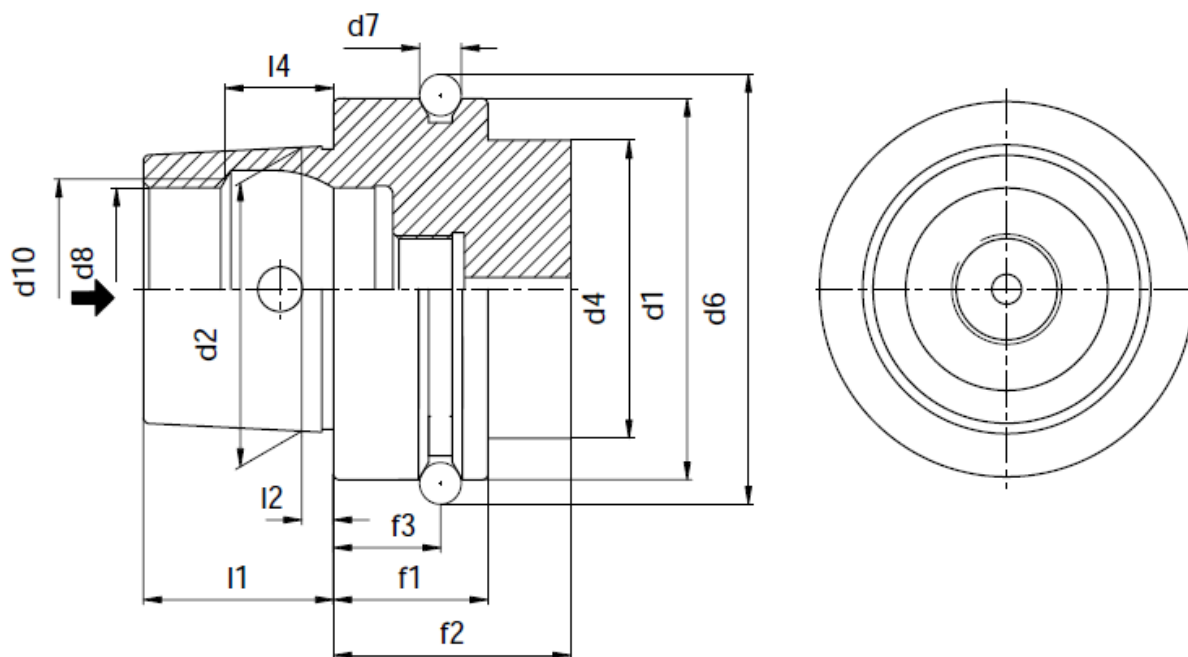



Fig. 3-19: quote cono attacco utensile da normativa DIN 69893 (1)

Quota	[mm]	Quota	[mm]	Quota	[mm]
D1	*63*	D7	*7*	F2	*42*
D2	*48*	D8	*34*	F3	*18*
D4	*53*	D10	*37*	L1	*32*
D6	*72,3*	F1	*26*	L2	*3*

Tabella 3-6: quote cono attacco utensile da normativa DIN 69893 (1)

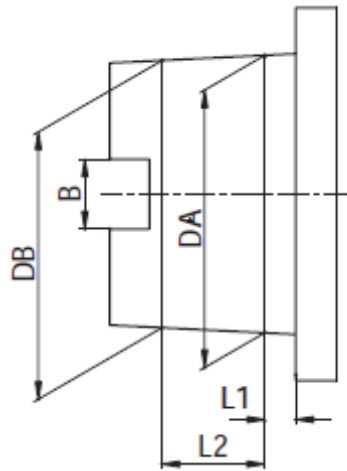



Fig. 3-20: quote cono attacco utensile da normativa DIN 69893 (2)

HSK	L1	L2	D.A.		D.B	
63E	6,03	14,07	48	+0,007 +0,0011	46,53	+0,03 +0,06
63F	5	11	38	+0,006 +0,009	36,9	+0,03 +0,07

Tabella 3-7: quote cono attacco utensile da normativa DIN 69893 (2)

La normativa va a definire sia il profilo del cono a lato elettromandrino, per standardizzare il meccanismo di collegamento con la presa del moto, sia quello a lato utensile, in modo da definire gli ingombri. Proprio su questa “costante” (o *regola di progetto*, se vista nel contesto di progettazione modulare), si basa il meccanismo di afferraggio degli utensili, ovvero un sistema in grado di afferrare tutti gli utensili compatibili con l’elettromandrino normato DIN 69893. Infatti le superfici della pinza vanno ad inserirsi nella gola presente nel profilo del cono. La geometria della pinza bloccherà e sosterrà l’utensile sotto l’azione delle sollecitazioni che si generano durante la normale traslazione della catena, mentre la sua stessa elasticità permetterà all’elettromandrino di andarlo a sfilare o posizionare durante le operazioni di cambio utensile. Risulta perciò ovvio che la rigidità del modulo pinza, inteso come l’insieme dell’elemento in alluminio e quello in plastica, non dovrà essere eccessivamente elevate per non costringere l’elettromandrino ad applicare una forza eccessiva per estrarre l’utensile.

Gli utensili in dotazione ai centri di lavoro per la lavorazione del legno sono di diverse tipologie, ma in linea di massima possiamo catalogarli in utensili per:

- **Tagliare**: seghe circolari per taglio longitudinale e trasversale (rispetto alla fibra del legno);
- **Piallare e profilare**: alberi da piallatura a spessore, teste da piallatura, frese per *finger joint***;**
- **Fresare**: frese per smussare, frese a profilo standard per mobili, porte e finestre,
- **Forare**: punte per fori ciechi, passanti, per cerniere, per svasare e per forare a doppio diametro;
- **Bordare**: questi utensili sono delle testine che applicano un bordo plastico a dei pannelli (es. bordo delle scrivanie, mensole etc.)

Fig. 3-21: esempi di tipici utensili per le lavorazioni del legno. In ordine: lama da taglio, punta per foro cieco, punta per foro passante, fresa per fresatura a bordo, frese per profili standard

Alla luce degli ingombri e delle geometrie dei vari elementi del magazzino si possono indicare come dimensioni limite dell'utensile un diametro di 375 mm e una lunghezza di 320 mm. È possibile montare una lama da taglio di diametro 400 mm, montabile esclusivamente tramite

un portautensili di lunghezza pari a 90 mm. Se si volesse riempire l'intero magazzino al massimo della capienza si dovrebbe attrezzare con 48 utensili con diametro di 100 mm.

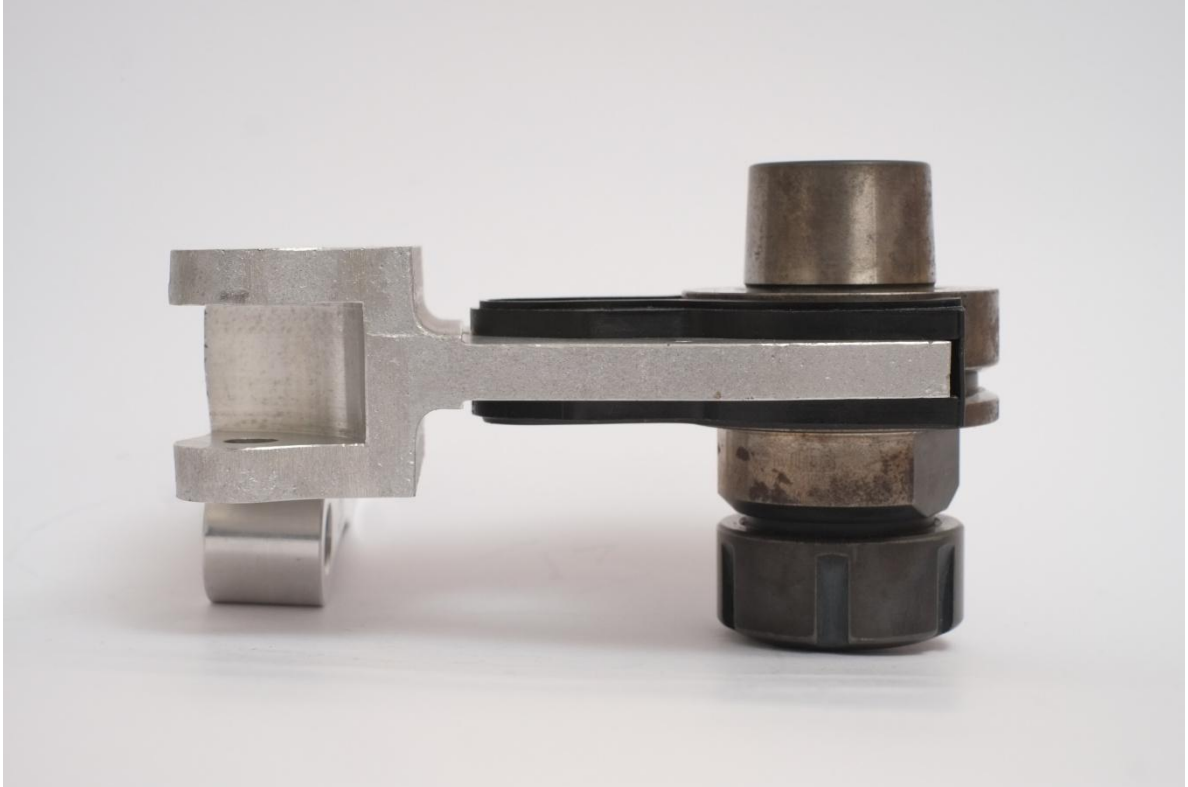



Fig. 3-22: cono porta utensile afferrato

3.3. DIMENSIONAMENTI E PRESTAZIONI

Con le specifiche tecniche di tutti i componenti del magazzino è possibile andare ad eseguire un'analisi delle accelerazioni e delle sollecitazioni che nascono in fase di lavoro. Le grandezze ottenute saranno utili per definire il limite di tenuta dei gruppi pinza e di conseguenza le dimensioni e le masse massime degli utensili. I valori limite indicati nel paragrafo precedente sono dettati dai soli ingombri, mentre ora verranno integrati con quelli dettati dalle dinamiche inerziali.

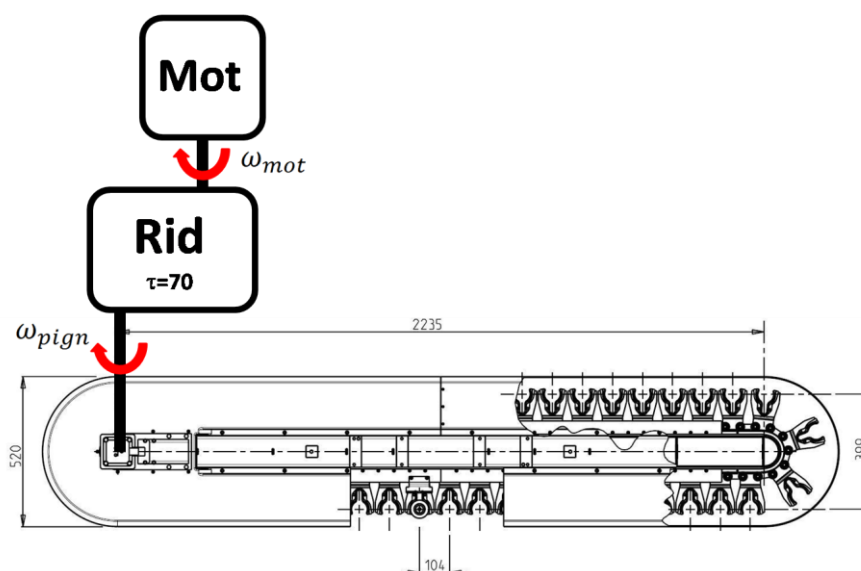



Fig. 3-23: schema di funzionamento

Coppia nominale	N_m	3,5	Nm
Velocità nominale	N_{mot}	1500	rpm
Coppia di picco	N_{pk}	9,0	Nm
Velocità massima	V_{max}	5000	rpm
Momento d'inerzia del rotore	J_{rot}	0,000148	$kg \cdot m^2$

Tabella 3-8: specifiche tecniche del motore

Massa totale traslante	M	300	kg
Attrito	F	0,2	#
Forze di attrito	F_a	350	N

Tabella 3-9: specifiche sistema traslante equivalente

Rapporto di riduzione	T_{rid}	70,00	#
Rendimento	H_{rid}	0,90	#
Velocità nominale di ingresso	V_{nomrid}	2000	rpm
Massima velocità di ingresso	V_{maxrid}	5000	rpm
Coppia nominale in uscita	T_{nomrid}	110,0	Nm
Coppia massima in uscita	T_{maxrid}	190,0	Nm
Inerzia tot. all'asse veloce	J_{rid}	0,000310	$kg \cdot m^2$

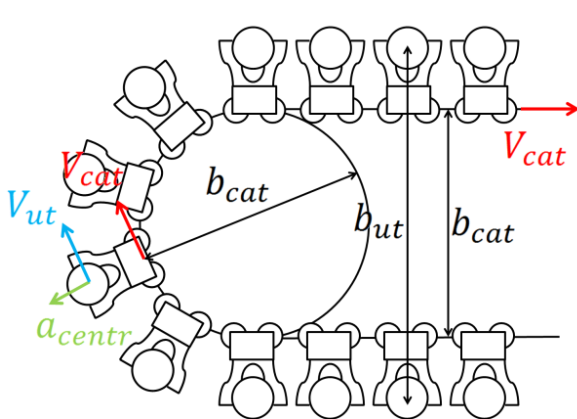
Tabella 3-10: specifiche tecniche riduttore epicicloidale

Cominciamo dalle condizioni massimali. La velocità massima di rotazione del motore è di 5000 rpm, ovvero 523,598 rad/s, perciò la velocità del pignone collegato al riduttore sarà:

$$N_{pig} = \frac{N_{mot}}{\tau} = 71{,}429\ rpm$$

$$\omega_{pig} = \frac{\omega_{mot}}{\tau} = 7{,}479\ rad/s$$

I tratti critici della corsa degli utensili sono le inversioni del moto, in quanto i raggi di curvatura generano accelerazioni centrifughe che tendono a sfilare l'utensile dalla propria sede. Essendo noto l'interasse tra gli utensili ($b_{ut} = 395{,}28\ mm$, calcolato all'asse utensile) e quello tra i due rami della catena ($b_{cat} = 168{,}27\ mm$, calcolato all'asse dei cuscinetti e pari al diametro del pignone) possiamo ricavare la velocità della catena, la velocità periferica degli utensili in curvatura e l'accelerazione centrifuga in curvatura (considerando per ora un moto uniforme). Chiaramente nel tratto rettilineo la velocità degli utensili coinciderà con quella della catena.

Fig. 3-24: schema interassi e velocità

$$V_{cat} = \omega_{pig} \cdot \frac{b_{cat}}{2} = 37{,}76\ m/min = 0{,}629\ m/s$$

$$V_{ut} = \omega_{pig} \cdot \frac{b_{ut}}{2} = 88{,}70\ m/min = 1{,}478\ m/s$$

$$a_{centr} = (\omega_{pig})^2 \cdot \frac{b_{ut}}{2} = 11{,}057\ m/s^2$$

$$\omega_{catena} = \frac{V_{cat}}{l_{catena}} = \frac{V_{cat}}{48 \cdot l_{modulo\ \ base}} = 7{,}56\ rpm$$

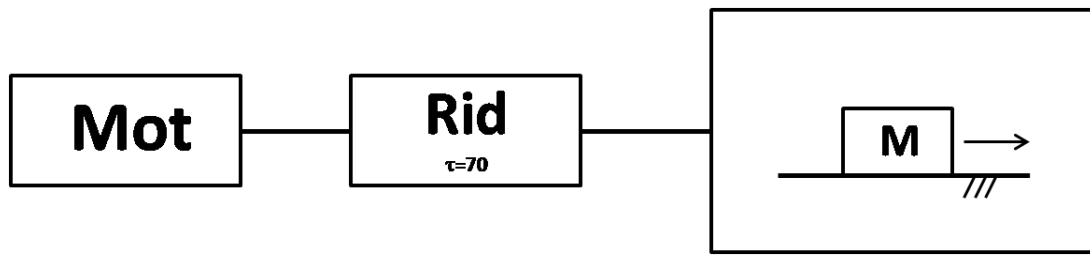



Fig. 3-25: modello semplificato

Possiamo modellare le dinamiche del magazzino con quelle che si ottengono da una massa traslante su un piano con attrito. Come valore prenderemo 300 kg, ovvero la massa massima trasportabile dal magazzino e come forza d'attrito 350 N, valore riscontrato sperimentalmente. Andiamo a ricavare il momento d'inerzia totale ridotto all'asse motore, sapendo che il rendimento del riduttore η_{rid} è 0,9.

$$J_{tot} = J_{motore} + J_{rid} + J_{magazzino} + J_{pignone}$$

$$J_{mot} = 0{,}000148\ kg\ m^2$$

$$J_{rid} = 0{,}000310\ kg\ m^2$$

Per ridurre il momento d'inerzia del sistema traslante all'asse motore, andiamo ad impostare in bilancio dei momenti:

$$J_{magazzino\ _pign} \cdot \dot{\omega} = M \cdot a \cdot \frac{D_{pignone}}{2} = M\left(\dot{\omega}\frac{D_{pignone}}{2}\right)\frac{D_{pignone}}{2}$$

Da cui:

$$J_{magazzino\ _pign} = M\left(\frac{D_{pignone}}{2}\right)^2$$

Riducendo all'asse motore otteniamo:

$$J_{magazzino} = \frac{J_{magazzino\ _pign}}{\tau^2 \cdot \eta_{rid}} = M\left(\frac{D_{pignone}}{2\tau}\right)^2 \frac{1}{\eta_{rid}} = 0{,}000482\ kg\ m^2$$

Nello stesso modo andiamo a ridurre il momento d'inerzia del pignone:

$$J_{pignone\ _p} = 0{,}0646\ kg\ m^2$$

$$J_{pignone} = \frac{J_{pignone\ _p}}{\tau^2 \cdot \eta_{rid}} = 0{,}0000146\ kg\ m^2$$

In conclusione:

$$J_{carico} = J_{rid} + J_{magazzino} + J_{pignone} = 0{,}000806\ kg\ m^2$$

$$Rapporto\ d'inerzia = \frac{J_{carico}}{J_{motore}} = 5{,}45$$

$$J_{tot} = J_{motore} + J_{carico} = 0{,}000954\ kg\ m^2$$

A questo punto possiamo valutare l'accelerazione massima impressa alla catena, ovvero quella data dalla coppia di picco del motore:

$$C_{picco} = J_{tot} \cdot \dot{\Omega}_{max} \rightarrow \dot{\Omega}_{max} = \frac{C_{picco}}{J_{tot}} = 9432{,}06\ rad/s$$

$$a_{max} = \frac{\dot{\omega}}{\tau} \frac{D_{pignone}}{2} = 11{,}34\ m/s^2$$

Tale accelerazione sarà anche l'accelerazione tangenziale che agisce sugli utensili in curvatura.

Valutiamo ora l'accelerazione della catena a un valore di coppia nominale del motore:

$$\dot{\Omega}_{nominale} = \frac{C_{nominale}}{J_{tot}} = 3668{,}02\ rad/s \rightarrow a_{nom} = 4{,}41\ m/s^2$$

Per caratterizzare il magazzino in termini di prestazioni e sollecitazioni cui è sottoposto, andiamo a valutare un ciclo di test che prevede:

- Una rotazione dalla posizione 1 alla 25, ovvero pari a mezza catena, con pausa di 3 secondi;
- Una rotazione dalla posizione 25 alla 37 (un quarto di catena) con pausa di 30 secondi;
- Una rotazione dalla posizione 37 alla 13 (metà catena) con pausa di 3 secondi;
- Una rotazione dalla posizione 13 alla 18 (un ottavo di catena) con pausa di 3 secondi.

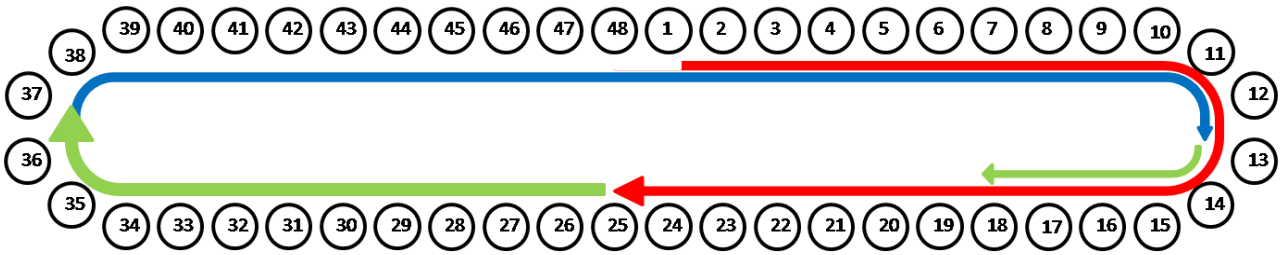



Fig. 3-26: ciclo di valutazione prestazioni

Una singola operazione di scambio utensile può essere scomposta da queste fasi:

- Accelerazione da uno stato di fermo fino alla velocità di regime;
- Scorrimento della catena a velocità costante di regime fino alla postazione in cui l'elettromandrino andrà a prelevare l'utensile;
- Decelerazione fino ad arresto;
- Pausa per estrazione/deposito utensile eseguito dall'elettromandrino.

Il raggiungimento della velocità di regime (5000 rpm al motore e 37,76 m/min alla catena) e l'arresto avvengono con rampe governate dal CN. Per una valutazione approssimativa ma comunque realistica possiamo prendere accelerazioni e decelerazioni di 5 m/s^2. Ricordiamo che il motore oltre a dover vincere le inerzie, dovrà vincere la forza d'attrito di 350 N, quindi:

$$C_{motore} = J_{tot} \cdot \frac{a}{D_{pignone}/2} + F_{attrito} \cdot \frac{D_{pignone}}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{rid}}$$

<table>
<tr><th></th><th>FASI</th><th colspan="2">Δx [mm]</th><th colspan="2">Δt [s]</th><th>C_{motore} [N]</th></tr>
<tr><td rowspan="4">1-25</td><td>Accelerazione</td><td rowspan="4">2496</td><td>39</td><td rowspan="4">7,09</td><td>0,126</td><td>4,44</td></tr>
<tr><td>Regime</td><td>2312</td><td>3,68</td><td>0,46</td></tr>
<tr><td>Decelerazione</td><td>39</td><td>0,126</td><td>4,44</td></tr>
<tr><td>Pausa</td><td>0</td><td>3</td><td>0</td></tr>
<tr><td rowspan="4">25-37</td><td>Accelerazione</td><td rowspan="4">1248</td><td>39</td><td rowspan="4">32,10</td><td>0,126</td><td>4,44</td></tr>
<tr><td>Regime</td><td>1169</td><td>1,86</td><td>0,46</td></tr>
<tr><td>Decelerazione</td><td>39</td><td>0,126</td><td>4,44</td></tr>
<tr><td>Pausa</td><td>0</td><td>30</td><td>0</td></tr>
</table>

	FASI	Δx [mm]		Δt [s]		C_{motore} $[N]$
37-13	Accelerazione	2496	39	7,09	0,126	4,44
	Regime		2418		3,84	0,46
	Decelerazione		39		0,126	4,44
	Pausa		0		3	0
13-18	Accelerazione	624	39	4,12	0,126	4,44
	Regime		545		0,87	0,46
	Decelerazione		39		0,126	4,44
	Pausa		0		3	0

Tabella 3-11: tempi di fasi alla massima velocità (5000 rpm)

Tot	Distanza		Tempo		Velocità catena		Coppia motore max	Coppia motore media
	6,76	m	50,25	S	7,56	rpm	4,44 N	0,7 N

Tabella 3-12: tempo di ciclo a 5000 rpm

Dai dati ottenuti si denota come il motore sia poco sollecitato anche in fase di spunto.

Attualmente in una normale situazione di utilizzo il motore viene fatto lavorare a regime ridotto, ovvero a 2500 rpm, in quanto gli utensili di dimensioni e masse maggiori presentano un comportamento instabile dovuto all'inadeguatezza strutturale del sistema di afferraggio del cono. Tramite prove effettuate in passato direttamente sul magazzino, si sono potute definire le seguenti posizioni baricentriche limite per gli utensili:

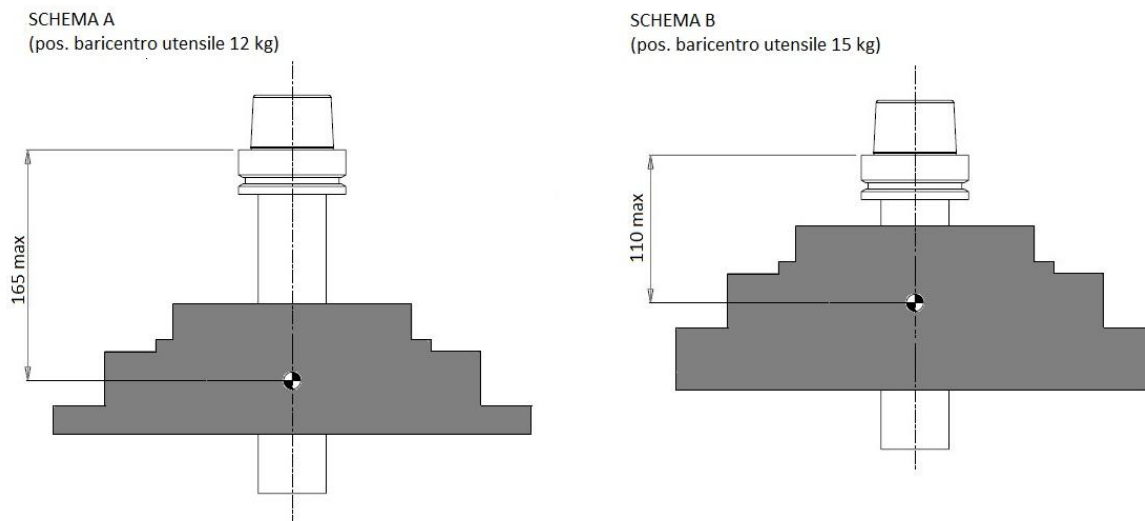



Fig. 3-27: posizione baricentrica degli utensili limite

Chiaramente riducendo la velocità di rotazione del motore si vanno a limitare anche le prestazioni: il pignone ruota a soli 35,41 rpm, la velocità lineare della catena sarà di soli 18,88 m/min, ovvero 3,78 rpm.

	FASI	Δx [mm]		Δt [s]		C_{motore} $[N]$
1-25	Accelerazione	2496	10	11	0,06	4,44
	Regime		2476		7,87	0,46
	Decelerazione		10		0,06	4,44
	Pausa		0		3	0
25-37	Accelerazione	1248	10	34,02	0,06	4,44
	Regime		1238		3,90	0,46
	Decelerazione		10		0,06	4,44
	Pausa		0		30	0
37-13	Accelerazione	2496	10	11	0,06	4,44
	Regime		2476		7,87	0,46
	Decelerazione		10		0,06	4,44
	Pausa		0		3	0
13-18	Accelerazione	520	39	4,72	0,06	4,44
	Regime		500		1,59	0,46
	Decelerazione		39		0,06	4,44
	Pausa		0		3	0

Tabella 3-13: tempi di fase a 2500 rpm motore

Tot	Distanza		Tempo		Velocità catena		Coppia motore max	Coppia motore media
	6,76	m	60,73	S	3,78	rpm	4,44 N	0,5 N

Tabella 3-14: tempo di ciclo a 2500 rpm motore

Come possiamo notare lo svantaggio in termini di tempo sul ciclo è di circa 10 secondi, il che si ripercuote in maniera importante sulle prestazioni dell'intero centro di lavoro. Da qui si può

ben comprendere come il magazzino vada a lavorare ben al di sotto le proprie potenzialità, il che fa presupporre che con l'esecuzione di un sistema di afferraggio utensile più prestante si possano andare ad ottenere tempi di cambio utensile nettamente più bassi. Ciò si attuerebbe con un aumento del regime di rotazione del motore ed eventualmente anche con l'utilizzo di un riduttore con rapporto di riduzione meno spinto (es.$\tau = 1/50$).

3.4. PRINCIPI DI PROGETTAZIONE

Nello schema seguente è mostrata l'analisi effettuata per la determinazione delle specifiche tecniche del magazzino a catena attualmente prodotto, che resterà valida anche per la nuova versione ridotta.

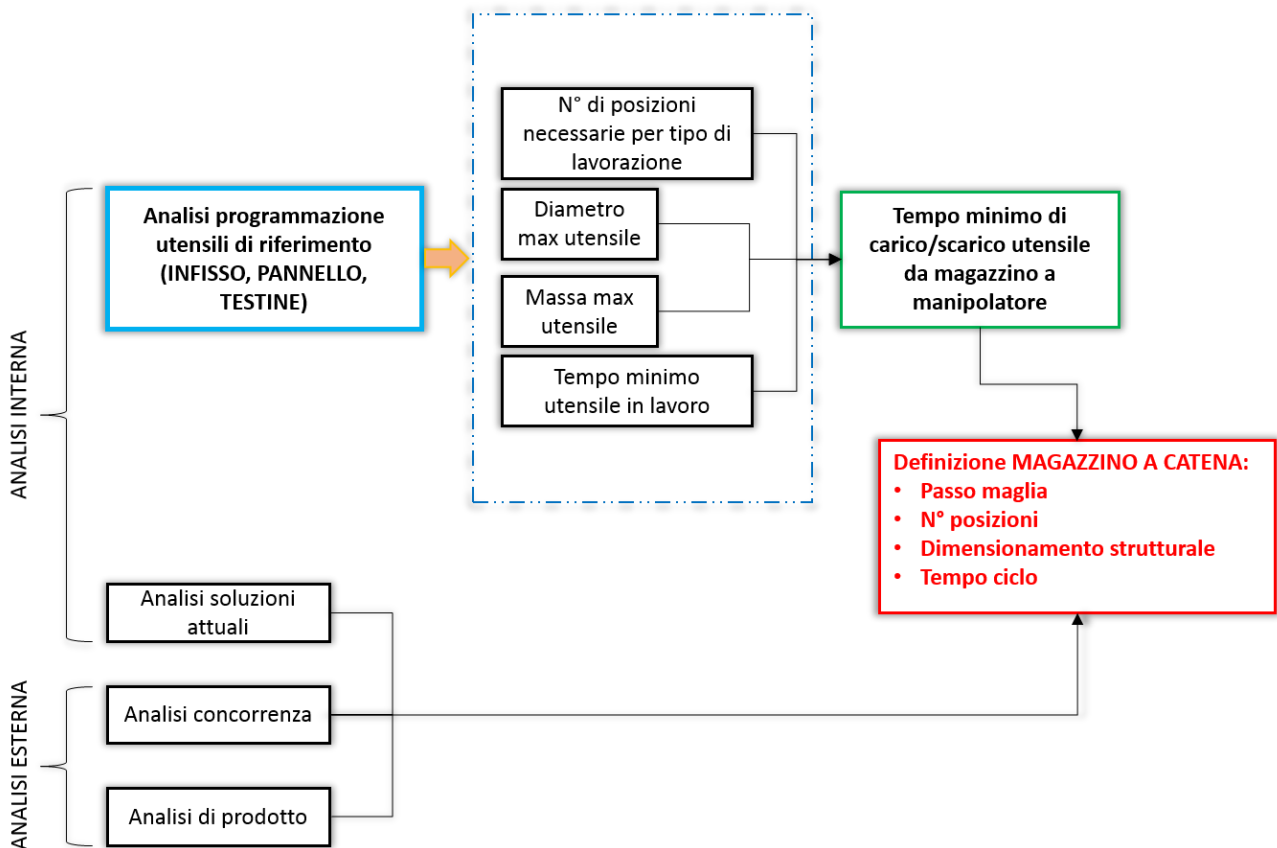



Fig. 3-28: schema dei principi di progettazione adottati

CAPITOLO QUARTO

4. RIDUZIONE COSTI

Ora che è stato descritto il magazzino a 48 posizioni è possibile andare ad addentrarci nella vera e propria attività di riduzione costi suggerita dall'analisi SWOT mostrata nel secondo capitolo. Questa attività si suddivide in due momenti distinti: in un primo momento si è andati ad eseguire un'analisi funzionale dei costi, mentre in un secondo momento se n'è svolta la vera e propria scalatura, verificando l'effettivo raggiungimento di un costo obiettivo prefissato. In tal modo oltre ad ottenere una previsione realistica del costo finale del nuovo magazzino, si è ottenuta una caratterizzazione ancora più precisa del dispositivo, utile per eventuali valutazioni e decisioni in fase di avanzamento dell'opera.

4.1. ANALISI FUNZIONALE DEI COSTI

Il magazzino deve svolgere delle determinate funzioni, dove per funzione si intende cosa il prodotto deve fare, ovvero il flusso logico di energia (incluse le forze), materiali o informazioni tra oggetti o cambio di stato di un oggetto causati da uno o più flussi. Per circoscrivere queste funzioni svincolandole dalle soluzioni tecniche adottate per svolgerle, modelliamo il magazzino come una scatola chiusa contenente gli utensili, dentro la quale non è possibile vedere e con cui ci interfacciamo per scambiare gli utensili.

Per prima cosa dobbiamo sapere dove trovare il magazzino ogni volta che risulta necessario. All'interno della scatola dovrà essere presente un sistema per la manipolazione degli utensili, in modo da afferrarli, spostarli presso un punto di prelievo fisso e rilasciarli nelle operazioni di scambio utensile. Dovrà essere presente un sistema che garantisca la presenza e il corretto posizionamento dell'utensile presso la stazione di scambio, per poter dare il via libera all'elettromandrino alle operazioni. Infine il magazzino dovrà garantire protezione agli utensili, ovvero evitare che si danneggino.

Avendo semplificato in questa maniera i flussi di materia e di informazioni all'interno del magazzino, possiamo ricavare le principali funzioni, nelle quali scomporlo, ovvero:

- **Allinearsi con il mandrino e interfacciarsi con la macchina**

  A questa funzione si assoceranno tutti quegli elementi atti ad effettuare il collegamento tra magazzino e macchina e a garantire il corretto posizionamento del mandrino e della posizione catena desiderata, in modo da permettere al mandrino del gruppo di lavoro di andare a prelevare o riporre l'utensile selezionato.

- **Afferrare e rilasciare gli utensili**

  Si tratta della funzione che accomuna gli elementi che garantiscono sia la presa che lo sgancio degli utensili dal sistema magazzino tramite il profilo normato del cono d'attacco;

- **Movimentare gli utensili**

  È la funzione che permette la movimentazione degli utensili, per trasportare alla stazione di prelievo la porzione di catena desiderata;

- **Garantire l'integrità degli utensili nel tempo**

  Funzione propria di quegli elementi che non permettono agli scarti di produzione di danneggiare e sporcare i coni.

Qui di seguito viene mostrato lo schema funzionale del magazzino.

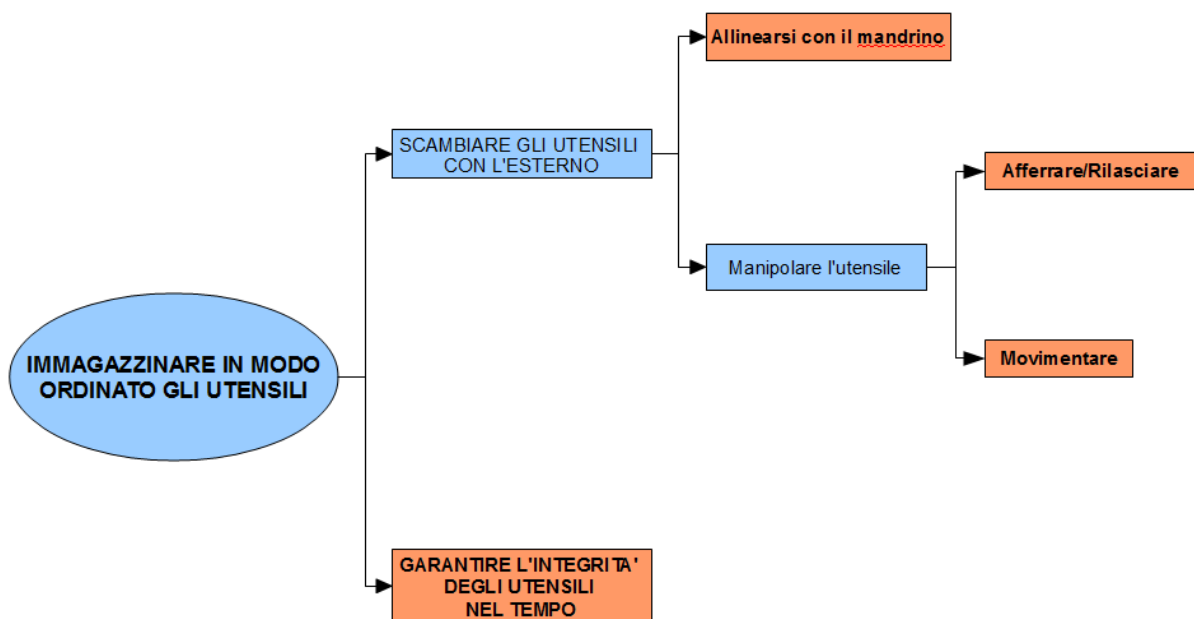



Fig. 4-1: schema logico delle funzioni

A questo punto, partendo dalla distinta del magazzino, si è cercato di associare tutti gli elementi a una o più funzioni. Nel caso in cui il componente possa essere ricondotto a una sola funzione, l'intero costo andrà a pesare su quella funzione. Nel caso in cui cooperasse a più funzioni, si renderà necessaria una specifica valutazione per ottenere la percentuale di costo relativa a ciascun funzione. Per esempio, il carter mobile è necessario sia per la protezione degli utensili, sia per permettere al mandrino di afferrare/depositare l'utensile, ovvero, in posizione aperta, genera un'interfaccia tra magazzino e ambiente esterno, che resterebbero altrimenti separati. In questo caso si è valutata una perfetta equipartizione del costo (50% e 50%). Il 90 % del costo del motore è stato destinato alla funzione di allineamento, poiché il suo prezzo è dato dalle sue caratteristiche tecniche atte a garantirne il controllo e riferimento. Per movimentare il magazzino sarebbe necessario un semplice motore sincrono trifase, non brushless con encoder assoluto.

L'analisi funzionale che si sta effettuando è relativa ai costi, perciò verranno correttamente spartiti tra le varie funzioni non solo i costi dei singoli componenti, ma anche i vari costi di montaggio. Per far ciò ci si baserà sui relativi tempi di montaggio.

Analisi funzionale dei costi CAT 48

DESCRIZIONE	QNT.	COSTO	TOT.	% costi: Allinearsi con il mandrino	% costi: Afferrare / Rilasciare	% costi: Movimentare	% costi: Garantire l'integrità degli utensili	Suddivisone costi: Allinearsi con il mandrino	Suddivisone costi: Afferrare / Rilasciare	Suddivisone costi: Movimentare	Suddivisone costi: Garantire l'integrità degli utensili
ASSIEME CATENA PREL DIR CDL	1			•	•	•	•				
MONTAGGIO	140			0,15	0,15		0,70				
INGRASS. VERTIC. ES.11 G1/8 46-A CAM	1				X						
ELETTROVALVOLA 5/2 V24 PNEUMA	1				X						
VALVOLA REG.PORT.	1				X						
RACC. RAP. L G1/8'' E4 M F 7522 4-1/8	2				X						
BLOCCHETTO X LUB. 2 UTENZE G1/8	1				X						
BRACCIO CUT (LAVORATO)	1			X							
ASSIEME CATENA CAMBIO UTENSILE	1			•	•	•					

MONTAGGIO	160	0,05		0,95	
DADO M24 6S UNI 5589 ES.BASSO	1			X	
ROSETTA 6,4X10X0,7 H1,2 SICUREZ.	4			X	
ROSETTA 8,4X13X0,8 H1,4 SICUREZ	4			X	
VITE M10 X 16 8.8 UNI 5739	1			X	
VITE M5 X 14 8.8 UNI 9327 TC RIBAS.	64			X	
VITE M8 X 20 12.9 UNI 5931 TCEI TF	4			X	
VITE M6 X 30 12.9 UNI 5931 TCEI	4			X	
GUIDA X PATTINO.SF. 1675-204-31	1			X	
PATTINO RIC.SF. 1671-214-20 STAR	1			X	
CAVO CABL. M8 3P FEM 15,0MT	1	X			
MOLLA ELI.CIL.DF=7,5 DE=47 LL=48,5	1			X	
BLOCCHETTO PORTA MICRO	1	X			
GUIDA MOLLA	1			X	
GUIDA CUSCINETTI CATENA ORIZ.	8			X	
GUIDA INFERIORE CUSCINETTI (CURVA)	1			1,00	
RIGHETTA SUPPORTO CUSCINETTI CUT	4			X	
GUIDA INF CUSCINETTI LATO PIGNONE	2			X	
GUIDA CUSCINETTI CATENA PIGNONE	2			X	
STAFFA 70X50 SP 5 FISSAGGIO MICRO	1	X			
PIATTO SP=2MM TARATURA C.UT 48 POS.	1	X			
TELAIO CUT A CATENA V2 (LAVORATO)	1			1,00	
FINECORSA PROXIMITI INDUTTIVA	1	X			
ASSIEME MOTORIZZAZIONE CATENA	1	•		•	
MONTAGGIO	60			X	
ROSETTA 6,4X10X0,7 H1,2 SICUREZZA	3			X	
ROSETTA 8,4X13X0,8 H1,4 SICUREZZA	4			X	
ROSETTA 12,5 X 35,0 X 5 BRUN	1			X	
VITE M6 X 16 8.8 UNI 9327 TC RIBAS.	3			X	
VITE M8 X 25 12.9 UNI 5931 TCEI TF	4			X	
VITE M12 X 30 8.8 UNI 5931 TCEI TF	1			X	
VITE M8 X 30 12.9 UNI 5931 TCEI TF	4			X	
CUSC.RAD.RIG.1C SFERE 35X72X17	1			X	
CALETTATORE 32X60 TLK131 TOLLOK	1			X	
SMOT 3.5NM 5000RPM BR.TC-100-3.5	1	0,90		0,10	
PIGNONE Z=10 CAT	1			X	
PIGNONE TRAINO CATENA (FUSIONE)	1			X	
CONTROSUPPORTO CUSCINETTO	1			X	
RIDUT. TECNOIN LC120 70	1			X	
SUPPORTO PIGNONE CUT (LAVORATO)	1			X	
ASSIEME CAT 48 POSIZIONI	1		•	•	
MONTAGGIO	330			1,00	

Descrizione	Q.tà				
ROSETTA 10X16 X 0,5 DIN 988	384			X	
CUSC.RAD.RIG.1C SFERE 10X30X9 6200	192			X	
PERNO L=64MM D=10MM CATENA	96			X	
ASSIEME MAGLIA PORTAUTENSILI	48		•	•	
MONTAGGIO	1,5		1,00		
PORTAUTENSILE MAGLIA	1		0,50	0,50	
MAGLIA PORTAUTENSILE	1		0,50	0,50	
CORPO PINZA PER CONO HSK63F	1		X		
PERNO L=20.6MM D=6MM DEXT8 CUT	2		X		
ASSIEME MAGLIA NEUTRA	48			•	
MONTAGGIO	1,5			X	
ASTUCCIO A RULLINI 10X14X12 HK	4			X	
MAGLIA NEUTRA	1			X	
ASSIEME CARTER ON-OFF CUT 48	1		•		•
MONTAGGIO	65		0,90		0,10
DADO ES.NORM UNI 5588 M5 6S BRUN	2		X		
DADO M8 6S UNI 5589 ES.BASSO BRUN.	2		X		
DADO M8 6S UNI 7474 AUTOFR. ZINC.	1		X		
VITE M5 X 20 12.9 UNI 5927 STEI	1		X		
ROSETTA PIANA 6.5X13XSP=1mm	6		X		
ROSETTA 8,5 X 15,0 X 1 BRUN	2		X		
ROSETTA 5,3 X 10,0 X 2 BRUN	6		X		
VITE M5 X 20 8.8 UNI 5737 T ES. BRUN.	1		X		
VITE M5 X 20 8.8 UNI 5931 TCEI TF	6		X		
VITE M5 X 12 8.8 UNI 5931 TCEI TF	11		X		
VITE M8 X 35 10.9 UNI 5933 T	1		X		
VITE TBEI TF ISO7380 M5 8MM 10.9	6		X		
PATTINO RIC.SFERE 1622-824-20 STAR	1		X		
FINECORSA MAGN. MRS.UAP PNEUMA	2		X		
SUPPORTO STAFFA FINECORSA PNEUMA	2		X		
DADO X CIL. M22X1,5 1200-20-05	1		X		
RACC.RAP. OR.ANELLO SEM.+VITE 1P	2		X		
CIL.PNE. ISO6432 1280.20.450.A.M	1		X		
ROTAIA RDS R1605-804 BOSCH	1		X		
PIATTO 15x200mm SP=17mm	2				X
PIASTRA 75x640SP=5mm ON-OFF	1		X		
CARTER MOBILE CUT 48	1		0,50		0,50
PIATTO 56X195X SP=12MM CARTER	1		X		
CARTER FISSAGGIO ON-OFF CUT48	1		X		
CARTER LATO MOT CATENA PREL DIR	1				X
CARTER OPPOSTO MOT CATENA	1				X
ASSIEME FOTOCELLULA	1	•			

Componente	Q.tà		Allinearsi con il mandrino	Afferrare-Rilasciare	Movimentare	Garantire nel tempo l'integrità degli utensili
MONTAGGIO	10		X			
DADO M3 6S UNI 5588 ES.NORM	2		X			
DADO M4 6S UNI 5589 ES.BASSO BRUN.	2		X			
VITE M4 X 20 10.9 UNI 5933 T	2		X			
VITE TBEI TF ISO7380 M3 20MM 10.9	2		X			
FOTOCEL. LETT.DIRETTA	1		X			
RIPARTITORE G1/8 4VIE PNEUMA	1		X			
RAC.RAP L G1/8'' E4 M CAMOZZ	1		X			
RAC.OG. DIR G1/8'' E4 M F PNEUMA	2		X			
TAPPO G1/8'' M 10718PN PNEUMA	1		X			
PIASTRA SP1.5 SUPPORTO FOTOCEL	1		X			
TUBO 4X2X100MM SOFFIO	2		X			
KIT CAMBIO UTENSILE RAPID 48 CDL	1		0,50	0,50		
BOX 8IN/OUT CAN CANIOES-V8IO ES	1		0,67	0,33		
AZIONAMENTO KEB10F5ABD3AEA	1		X			
CAVI POTENZA + SEGNALE 15 m	1		X			

Tabella 4-1: suddivisione dei costi in funzioni

In questa maniera otteniamo la suddivisione del costo totale del magazzino utensili (4912,69 Euro) nelle varie funzioni e il peso percentuale di ciascuna:

Funzione			%
Allinearsi con il mandrino		Euro	24,2 %
Afferrare-Rilasciare		Euro	13,1 %
Movimentare		Euro	59,1 %
Garantire nel tempo l'integrità degli utensili		Euro	3,59 %
Tot		**Euro**	

Tabella 4-2: quadro riassuntivo dei costi delle singole funzioni

Come si può notare da questo quadro finale riassuntivo, la funzione nettamente più influente è quella di movimentazione (XXXX,XX Euro, 59,1 %), in quanto comprende tutto il gruppo trasmissione e tutto l'insieme catena. In essa ricade anche parte del costo della maglia pinza porta utensile, dal momento che essa funge sia da afferraggio che da maglia della catena (il costo della singola pinza viene equamente diviso tra la funzione di movimentazione e afferraggio/rilascio). Nell'eventuale caso in cui la scalatura non permetta di raggiungere la soglia obiettivo, un'eventuale primo intervento dovrebbe essere destinato proprio a questa funzione, anche andando a cercare soluzioni diverse da quella adottata attualmente. Altra funzione onerosa è quella relativa all'allineamento con il mandrino, comprendendo tutto il gruppo azionamento.

4.2. SCALATURA DEL PROGETTO

La fase successiva è stata quella di eseguire una riprogettazione *"sulla carta"* del magazzino passando dalle 48 alle 32 posizioni, con l'obiettivo di avere un prodotto che rientri nel target prefissato a livello commerciale. Infatti alla luce dei XXXX,XX Euro del dispositivo a 48 posizioni, si è ritenuta accettabile una riduzione del 15%, ovvero di circa XXX Euro per il modello ridotto: il target di costo sarà quindi XXX Euro.

L'operazione consiste nella semplice ricompilazione della distinta del magazzino andando a modificare le quantità dei componenti. Per esempio, il modulo base (insieme di maglia neutra, maglia pinza, pinza in Nylon, perni, cuscinetti etc.) rimarrà invariato, ma si passerà dalle 48 quantità alle sole 32. Questo varrà per i soli elementi ripetibili e/o commerciali che non variano le proprie dimensioni in funzione del numero delle posizioni. Tuttavia in alcuni casi non risulta immediato ricavare la quantità necessaria, come per esempio le viti presenti lungo l'intero telaio con un determinato passo. Perciò si è convenuto di moltiplicare la quantità originale per il semplice rapporto $32/48 = 0{,}66$: tale semplificazione è giustificata dal costo irrisorio degli elementi in considerazione, quali viti e dadi di bloccaggio.

Per quegli elementi le cui dimensioni invece lo sono, si è dovuto andare a valutare un fattore di scalatura, che partendo dalla riduzione dimensionale, desse un costo realistico e ragionevole. Per tal motivo è stato necessario ricavare le dimensioni teoriche del nuovo magazzino, partendo dalle dimensioni del modulo base.

4.2.1. FATTORE DI RIDUZIONE DIMENSIONALE

Il magazzino ridotto manterrà le stesse dimensioni trasversali del magazzino originale, in quanto pignone e guide circolari non verranno modificati, di conseguenza l'interasse tra i due rami di catena rimarrà invariato. La riduzione delle dimensioni interesserà la sola lunghezza longitudinale, andando ad accorciare il telaio. La lunghezza del tratto rettilineo sarà pari alla lunghezza dell'intera catena sottratta di due volte la semicirconferenza di curvatura, ovvero:

$$l_{catena} = l_{modulo\ \ base} \cdot \#_{moduli}$$

$$r_{rettilineo} = \frac{l_{catena} - \pi D}{2}$$

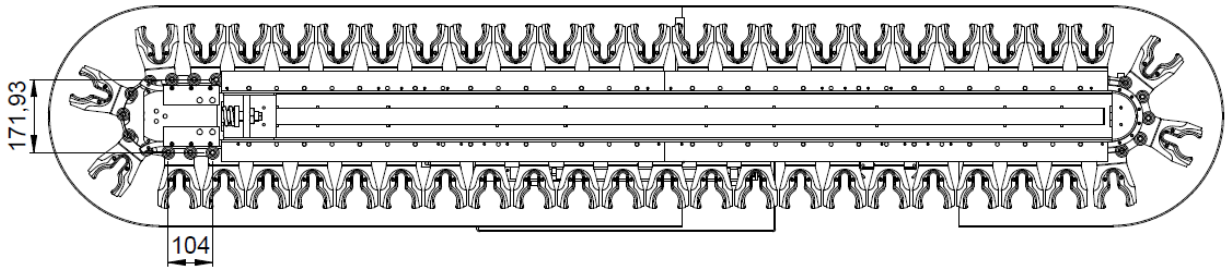



Fig. 4-2: dimensioni necessarie per la riduzione degli elementi

Eseguendo i calcoli otterremo ($l_{modulo\ \ base} = 104\ mm$):

$$l_{48} = 104 \cdot 48 = 4992\ mm$$

$$r_{rett_48} = \frac{l_{48} - \pi \cdot 171{,}93}{2} = 2225{,}93\ mm$$

$$l_{32} = 104 \cdot 32 = 3328\ mm$$

$$r_{rett_32} = \frac{l_{32} - \pi \cdot 171{,}93}{2} = 1393{,}93\ mm$$

Andando ad effettuare il rapporto tra i due tratti rettilinei avremo il coefficiente di riduzione dimensionale, con il quale andare a ricavare il costo degli elementi continui.

$$r_{riduzione} = \frac{r_{rett_32}}{r_{rett_48}} = 0{,}6262$$

Come esempio viene riportato il caso della struttura telaio lavorato, che nella versione a 48 posizioni ha un costo di XXX,XX Euro. Andando a moltiplicare per questo coefficiente di riduzione si ottiene un costo di XXX,XX Euro per la versione a 32 posizioni.

4.2.2. RICOMPILAZIONE DISTINTA

Ora sono noti tutti i dati utili per poter andare a ricompilare l'intera distinta e ottenere così una previsione piuttosto realistica del costo finale del magazzino a 32 posizioni. Molti degli elementi rimangono invariati sia in numero che in quantità, in quanto fanno parte di gruppi riutilizzabili, come per esempio il gruppo motore e riduttore. Nella tabella seguente sono stati enfatizzati in rosso quegli elementi il cui costo varia tra le due versioni per modifiche nelle quantità o nelle dimensioni.

DESCRIZIONE	48 posizioni COSTO unità	48 posizioni QNT.	48 posizioni TOTALE	32 posizioni COSTO unità	32 posizioni QNT.	32 posizioni TOTALE
ASSIEME CATENA PREL DIR CDL		**1**			**1**	
MONTAGGIO		140			140	
INGRASS. VERTIC. ES.11 G1/8 46-A CAM		1			1	
ELETTROVALVOLA 5/2 V24 PNEUMA		1			1	
VALVOLA REG.PORT.		1			1	
RACC. RAP. L G1/8'' E4 M F 7522 4-1/8		2			2	
BLOCCHETTO X LUB. 2 UTENZE G1/8		1			1	
BRACCIO CUT (LAVORATO)		1			1	
ASSIEME CATENA CAMBIO UTENSILE		**1**			**1**	
MONTAGGIO		160			160	
DADO M24 6S UNI 5589 ES.BASSO		1			1	
ROSETTA 6,4X10X0,7 H1,2 SICUREZ.		4			4	
ROSETTA 8,4X13X0,8 H1,4 SICUREZ		4			4	
VITE M10 X 16 8.8 UNI 5739		1			1	
VITE M5 X 14 8.8 UNI 9327 TC RIBAS.		64			**43**	
VITE M8 X 20 12.9 UNI 5931 TCEI TF		4			4	
VITE M6 X 30 12.9 UNI 5931 TCEI		4			4	
GUIDA X PATTINO.SF. 1675-204-31		1			1	
PATTINO RIC.SF. 1671-214-20 STAR		1			1	
CAVO CABL. M8 3P FEM 15,0MT		1			1	
MOLLA ELI.CIL.DF=7,5 DE=47 LL=48,5		1			1	
BLOCCHETTO PORTA MICRO		1			1	
GUIDA MOLLA		1			1	
GUIDA CUSCINETTI CATENA ORIZ.		8			8	
GUIDA INFERIORE CUSCINETTI (CURVA)		1			1	
RIGHETTA SUPPORTO CUSCINETTI CUT		4			4	
GUIDA INF CUSCINETTI LATO PIGNONE		2			2	
GUIDA CUSCINETTI CATENA PIGNONE		2			2	
STAFFA 70X50 SP 5 FISSAGGIO MICRO		1			1	
PIATTO SP=2MM TARATURA C.UT 48 POS.		1			1	
TELAIO CUT A CATENA V2 (LAVORATO)		1			1	
FINECORSA PROXIMITI INDUTTIVA		1			1	
ASSIEME MOTORIZZAZIONE CATENA		**1**			**1**	
MONTAGGIO		60			60	
ROSETTA 6,4X10X0,7 H1,2 SICUREZZA		3			3	
ROSETTA 8,4X13X0,8 H1,4 SICUREZZA		4			4	

Descrizione		Qtà		Qtà	
ROSETTA 12,5 X 35,0 X 5 BRUN		1		1	
VITE M6 X 16 8.8 UNI 9327 TC RIBAS.		3		3	
VITE M8 X 25 12.9 UNI 5931 TCEI TF		4		4	
VITE M12 X 30 8.8 UNI 5931 TCEI TF		1		1	
VITE M8 X 30 12.9 UNI 5931 TCEI TF		4		4	
CUSC.RAD.RIG.1C SFERE 35X72X17		1		1	
CALETTATORE 32X60 TLK131 TOLLOK		1		1	
SMOT 3.5NM 5000RPM BR.TC-100-3.5		1		1	
PIGNONE Z=10 CAT		**1**		**1**	
PIGNONE TRAINO CATENA (FUSIONE)		1		1	
CONTROSUPPORTO CUSCINETTO		1		1	
RIDUT. TECNOIN LC120 70		1		1	
SUPPORTO PIGNONE CUT (LAVORATO)		1		1	
ASSIEME CAT 48 POSIZIONI		**1**		**1**	
MONTAGGIO		330		**220**	
ROSETTA 10X16 X 0,5 DIN 988		384		256	
CUSC.RAD.RIG.1C SFERE 10X30X9 6200		192		128	
PERNO L=64MM D=10MM CATENA		96		64	
ASSIEME MAGLIA PORTAUTENSILI		**48**		**32**	
MONTAGGIO		2		2	
PORTAUTENSILE MAGLIA		**1**		**1**	
MAGLIA PORTAUTENSILE		1		1	
CORPO PINZA PER CONO HSK63F		1		1	
PERNO L=20.6MM D=6MM DEXT8 CUT		2		2	
ASSIEME MAGLIA NEUTRA		**48**		**32**	
MONTAGGIO		2		2	
ASTUCCIO A RULLINI 10X14X12 HK		4		4	
MAGLIA NEUTRA		1		1	
ASSIEME CARTER ON-OFF CUT 48		**1**		**1**	
MONTAGGIO		65		65	
DADO ES.NORM UNI 5588 M5 6S BRUN		2		2	
DADO M8 6S UNI 5589 ES.BASSO BRUN.		2		2	
DADO M8 6S UNI 7474 AUTOFR. ZINC.		1		1	
VITE M5 X 20 12.9 UNI 5927 STEI		1		1	
ROSETTA PIANA 6.5X13XSP=1mm		6		6	
ROSETTA 8,5 X 15,0 X 1 BRUN		2		2	
ROSETTA 5,3 X 10,0 X 2 BRUN		6		6	
VITE M5 X 20 8.8 UNI 5737 T ES. BRUN.		1		1	
VITE M5 X 20 8.8 UNI 5931 TCEI TF		6		6	

Descrizione		Q.tà		Q.tà	
VITE M5 X 12 8.8 UNI 5931 TCEI TF		11		11	
VITE M8 X 35 10.9 UNI 5933 T		1		1	
VITE TBEI TF ISO7380 M5 8MM 10.9		6		6	
PATTINO RIC.SFERE 1622-824-20 STAR		1		1	
FINECORSA MAGN. MRS.UAP PNEUMA		2		2	
SUPPORTO STAFFA FINECORSA PNEUMA		2		2	
DADO X CIL. M22X1,5 1200-20-05		1		1	
RACC.RAP. OR.ANELLO SEM.+VITE 1P		2		2	
CIL.PNE. ISO6432 1280.20.450.A.M		1		1	
ROTAIA RDS R1605-804 BOSCH		1		1	
PIATTO 15x200mm SP=17mm		2		2	
PIASTRA 75x640SP=5mm ON-OFF		1		1	
CARTER MOBILE CUT 48		1		1	
PIATTO 56X195X SP=12MM CARTER		1		1	
CARTER FISSAGGIO ON-OFF CUT48		1		1	
CARTER LATO MOT CATENA PREL DIR		1		1	
CARTER OPPOSTO MOT CATENA		1		1	
ASSIEME FOTOCELLULA		**1**		**1**	
MONTAGGIO		10		10	
DADO M3 6S UNI 5588 ES.NORM		2		2	
DADO M4 6S UNI 5589 ES.BASSO BRUN.		2		2	
VITE M4 X 20 10.9 UNI 5933 T		2		2	
VITE TBEI TF ISO7380 M3 20MM 10.9		2		2	
FOTOCEL. LETT.DIRETTA		1		1	
RIPARTITORE G1/8 4VIE PNEUMA		1		1	
RAC.RAP L G1/8'' E4 M CAMOZZ		1		1	
RAC.OG. DIR G1/8'' E4 M F PNEUMA		2		2	
TAPPO G1/8'' M 10718PN PNEUMA		1		1	
PIASTRA SP1.5 SUPPORTO FOTOCEL		1		1	
TUBO 4X2X100MM SOFFIO		2		2	
KIT CAMBIO UTENSILE RAPID 48 CDL		1		1	
BOX 8IN/OUT CAN CANIOES-V8IO ES		1		1	
AZIONAMENTO KEB10F5ABD3AEA		1		1	
CAVI POTENZA + SEGNALE 15 m		1		1	

Tabella 4-3: confronto distinte e costi tra il magazzino a 48 posizioni e quello a 32. In rosso sono indicati quegli elementi le cui dimensioni o quantità vanno a modificarsi, variandone i costi.

Il costo previsto è di XXXX,XX Euro, ovvero un delta di XXX,XX Euro rispetto la versione maggiore. In termini percentuali si ha una riduzione di circa il 17,22%. Il target è stato ampiamente raggiunto, il che esclude la necessità di interventi più drastici sul progetto iniziale.

Piccola nota riguarda il motore e l'azionamento. In questo caso si potrebbe pensare di andare a ridurre entrambi con dei sistemi meno prestanti, viste le minori dimensioni del magazzino. Non è stato possibile effettuarlo in quanto nel catalogo dei fornitori SCM i dispositivi ridotti sarebbero venuti a costare più di quelli attualmente in uso.

La prima idea di sviluppo prodotto suggerita dalla SWOT Analysis verrà così effettivamente realizzata, andando ad ottenere con un costo in termini di risorse umane ed economiche relativamente basso. Questo magazzino si allineerà al meglio al livello della nuova versione del centro di lavoro Accord 20 FX, diventando elemento di distinzione tra le offerte dei concorrenti. Come già anticipato, ciò sarà integrato da un ulteriore progetto di sviluppo atto ad incrementare le prestazioni del magazzino. Tale processo sarà descritto nei successivi capitoli.

4.2.3. PRESTAZIONI TEORICHE OFFERTE

Risulta interessante ricavare le prestazioni previste per questa nuova soluzione, sia a regime massimo del motore che a regime ridotto a 2500 rpm. La velocità lineare della catena rimarrà invariata proprio grazie al mantenimento della trasmissione originale, ovvero rispettivamente pari a 37,76 m/min e 18,88 m/min. Ciò che andrà a modificarsi sarà la velocità di rotazione della catena, ovvero quella relativa al tempo necessario ad una rotazione completa della stessa, in quanto la sua lunghezza complessiva va a ridursi:

$$l_{catena_32} = l_{modulo\ \ base} \cdot 32 = 3328\ mm$$

$$\omega_{cat_5000} = \frac{v_{catena}}{l_{catena_32}} = 11{,}34\ rpm$$

$$\omega_{cat_2500} = \frac{v_{catena}}{l_{catena_32}} = 5{,}6\ rpm$$

CAPITOLO QUINTO

5. INCREMENTO PRESTAZIONALE

Riprendendo i risultati dell'analisi SWOT ricordiamo che parallelamente allo sviluppo del magazzino ridotto veniva indicata un'opera di incremento prestazionale, valido sia per la soluzione a 48 posizioni che quella nuova a 32. Ciò si traduce nell'aumento della celerità con cui i magazzini gestiscono gli utensili e la riduzione del tempo necessario a portare presso la postazione di scambio l'utensile selezionato. Ricordiamo che il motore risulta sovradimensionato rispetto al magazzino e viene fatto operare a regime ridotto di 2500 rpm, (la velocità massima sarebbe di 5000 rpm) in quanto il sistema di afferraggio non è in grado di mantenere la presa sul cono in curvatura. Incrementare il regime di rotazione porterebbe ad avvicinarsi alle prestazioni offerte dai concorrenti: mentre l'attuale catena SCM a 48 posizioni ruota a 3,78 rpm (5,76 rpm a 32 posizioni), quella Biesse a 21 posizioni ruota a 6 rpm. Queste velocità hanno valenza relativa, in quanto rappresentano la velocità con cui il magazzino compie una rotazione completa riferendosi però a lunghezze diverse. Tuttavia risulta ovvio che raggiungere il valore della concorrenza con un magazzino più grande (32 o 48 posizioni che sia) risulterà un ottimo punto di forza su cui far leva per i propri prodotti.

Dal momento che il motore e la struttura sono capaci di sostenere regimi più spinti, l'attività si restringerà all'anello debole del meccanismo, ovvero il sistema di afferraggio cono.

Fig. 5-1: gruppo afferraggio con cono d'attacco inserito

5.1. STATO DELL'ARTE DEL GRUPPO AFFERRAGGIO

Questo processo di sviluppo parte dalla descrizione dei comportamenti d'instabilità che l'utensile mostra in fase di utilizzo e dalla caratterizzazione dello stato dell'arte del sistema di afferraggio.

5.1.1. DINAMICHE DEL CONO IN CURVATURA

Come visto, il magazzino non può essere spinto alla velocità massima raggiungibile in quanto ciò comporterebbe delle inerzie tali da sganciare in curvatura gli utensili di massa maggiore.

Prima di tutto sarà necessario valutare tali sollecitazioni inerziali che vanno poi a scaricarsi sulla pinza in Nylon, riconducendo il tutto alla posizione baricentrica dell'utensile. L'utensile nella zona di curvatura di rinvio della catena è soggetto ad una accelerazione centripeta pari a:

$$a_{centripeta} = (\omega)^2 \cdot r_{curvatura}$$

Dove:

$$\omega = \omega_{pigno\ ne}$$

$$r_{curvatura} = \frac{b_{cat}}{2} + d_{asse\ cono}$$

Nel caso in cui l'asse baricentrico dell'utensile coincida con l'asse del cono d'attacco, il raggio di curvatura è la distanza tra il centro di curvatura (centro del pignone) e lo stesso asse cono, ovvero la somma della metà dell'interasse tra i rami della catena e la distanza tra la circonferenza primitiva del pignone e l'asse. Nei casi come per alcune testine più complesse, l'asse baricentrico non coincide con quello del cono, per cui bisognerà sommare o sottrarre la loro distanza relativa:

$$r_{curvatura} = \frac{b_{cat}}{2} + d_{asse\ cono} + d_{baricentro}$$

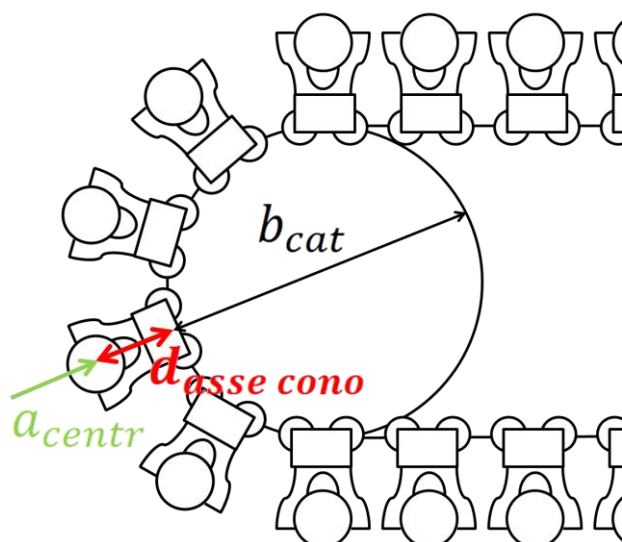



Fig. 5-2: schema cinematico

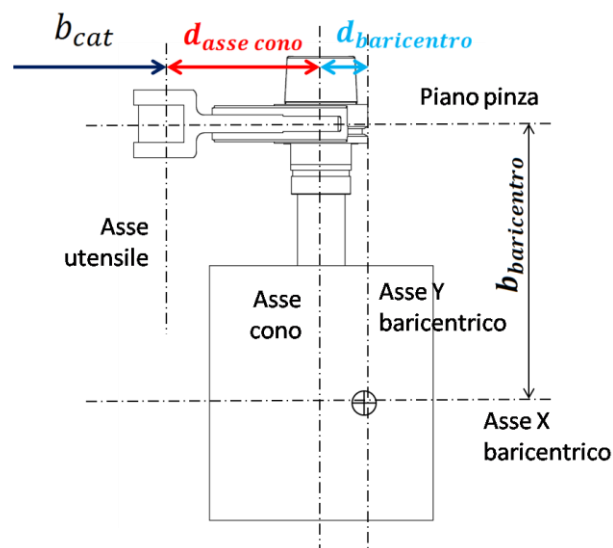



Fig. 5-3: quote posizione baricentrica

Tale accelerazione genera una forza centrifuga pari a $F_{centrifuga} = m_{utensile} \cdot a_{centripeta}$, che si va a scaricare direttamente sulla pinza d'afferraggio. Inoltre moltiplicando questa forza per la distanza tra il piano pinza e il baricentro si ottiene il momento di inerzia risultante. In conclusione, ***solo in curvatura***, sulla pinza si scaricheranno:

- *Forza d'inerzia riportata*
- *Momento dato dall'inerzia*

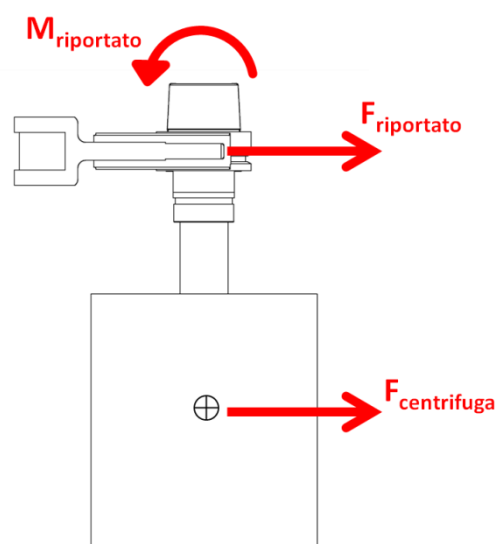



Fig. 5-4: schema dinamico

All'accelerazione centripeta dalla cinematica di rotazione della sola catena, bisogna aggiungere l'accelerazione dell'intero magazzino. Infatti ricordiamo che esso viene installato direttamente sulla struttura mobile (a portale o a sbalzo che sia) portante i gruppi di lavoro. Tale struttura viene fatta muovere con un accelerazione pari a $5\ m/s^2$, che andrà ad incrementare notevolmente la forza centrifuga degli utensili e il momento generato da essa.

La gamma SCM, oltre ai centri di lavoro Accord, offre delle celle di lavoro a portale fisso per la lavorazione del massello, su cui vengono installati gli stessi modelli di magazzini. Per tali macchine, alla luce dell'assenza di tale accelerazione aggiuntiva, si potrebbe valutare un ulteriore incremento di velocità di rotazione della catena. Tuttavia ciò non avviene in quanto gli utensili per il massello sono notevolmente più pesanti.

$$F_{centrifuga} = m_{utensile} \cdot (a_{centripeta} + a_{magazzino})$$

$$M_{riportato} = F_{centrifuga} \cdot b_{baricentro}$$

Passando agli effetti di queste dinamiche, si comprenderà come la forza d'inerzia tenda ad estrarre il cono dalla pinza lungo la direzione corretta di estrazione/inserimento, ovvero lungo il piano della pinza. A questo si somma l'effetto del momento, cioè una rotazione del cono all'interno della pinza, che comporta la perdita del combaciamento tra le superfici di appoggio della pinza e la gola di riscontro sul cono. Da qui lo "sbandieramento" dell'utensile. Questo fenomeno viene chiamato ***"effetto cavatappi"***, per analogia con il movimento con cui si va a fare leva sul tappo per stappare le bottiglie.

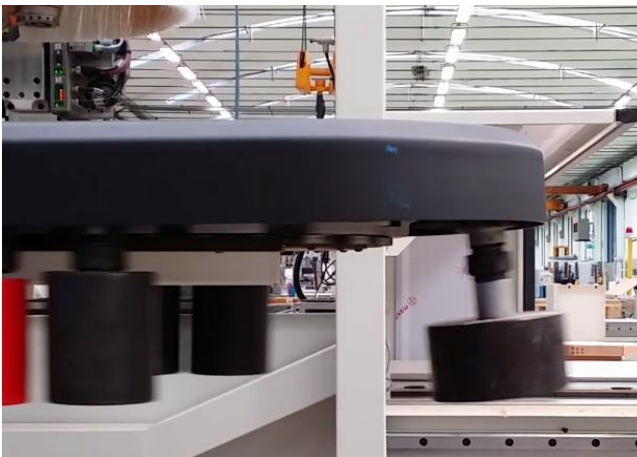



Fig. 5-5: fotoframe che mostra lo sbandieriamento dell'utensile in curvatura

Fig. 5-6: "effetto cavatappi" estremizzato

Il sistema costituito dal corpo in alluminio e dalla pinza in Ertalon offre una rigidità sufficiente per contrastare la forza centrifuga dell'utensile, senza così allargarsi eccessivamente permettendone la fuoriuscita non controllata. È invece l'effetto cavatappi che provoca la caduta dell'utensile, in quanto la leva che si applica con la rotazione dell'utensile va ad allargare maggiormente la pinza e a ridurre la superficie di appoggio del pinza.

Fig. 5-7: dettaglio del bordo che funge da sede per il cono

Fig. 5-8: dettaglio del bordino usurato a cause dell'effetto cavatappi

La fuoriuscita del cono accade solo quando abbiamo valori di rotazione importanti, ma anche rotazioni di minore entità comportano alcuni problemi: il cono va a "puntare" sulle superfici inclinate di tenuta, andandole ad usurare progressivamente con il passare del tempo e dei passaggi in curvatura. Alla distanza si sarà costretti ad intervenire con operazioni di manutenzione atte a sostituire i corpi in Nylon maggiormente danneggiati.

Possiamo applicare quest'analisi agli utensili considerati limite e presentati nel terzo capitolo di questa tesi. Ricordiamo le loro caratteristiche:

	Massa $[kg]$	$b_{baricentro}$ $[mm]$
Tipo A	12	165
Tipo B	15	110

Tabella 5-1: descrizione utensili limite

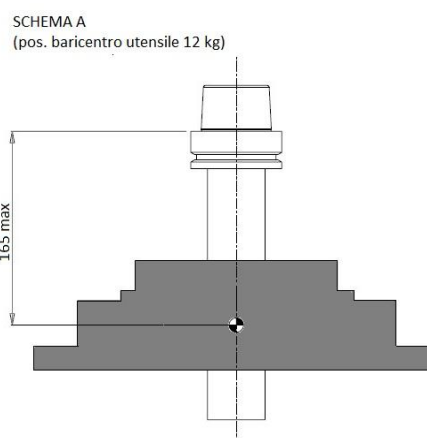



Fig. 5-9: schema utensile

In questo casi, coincidendo l'asse baricentrico con quello del cono, il raggio di curvatura sarà pari a 199,47 mm. A 2500 rpm la velocità angolare è di 3,74 rad/s, il che si traduce in una accelerazione centripeta del baricentro di $a_{centr} = 2{,}79\ m/s^2$. Di conseguenza:

	2500 rpm	
	Forze centrifuga [N]	***Momento [Nm]***
Tipo A	93,48	15,42
Tipo B	116,85	12,85

Tabella 5-2: sollecitazioni generate a 2500 rpm

Questi sono i valori di forza e momento che considereremo inizialmente come limite, oltre i quali la pinza non è in grado di mantenere l'afferraggio.

Per completezza di trattazione e per future valutazioni ricaviamo anche le sollecitazioni a 5000 rpm, regime al quale si ha un'accelerazione di $a_{centr} = 11{,}76\ m/s^2$:

	5000 rpm	
	Forze centrifuga [N]	***Momento [Nm]***
Tipo A	193,92	32,00
Tipo B	242,40	26,66

Tabella 5-3: sollecitazioni generate a 5000 rpm

5.1.2. CARATTERIZZAZIONE DELLE PRESTAZIONI DELLA PINZA

Per poter definire gli interventi più efficienti, questi valori non possono essere considerati sufficienti o attendibili. È necessario andare a caratterizzare al meglio le prestazioni dell'intero gruppo afferraggio e ottenere un modello che offra una validità generale dal quale partire con le eventuali modifiche. A tal scopo si sono definite delle prove sperimentali atte a

definire la forza necessaria ad estrarre il cono e il momento limite che generi un effetto cavatappi ritenuto compromettente.

Si è predisposta una strumentazione adeguata in reparto prototipi, costituita da un gruppo pinza fissato al banco tramite una morsa e un cono d'attacco munito di stelo atto a simulare un utensile.

Fig. 5-10: banco di lavoro dei test

Fig. 5-11: strumentazione utilizzata per i test

Forza d'estrazione

Per quanto riguarda la definizione della forza d'estrazione si è provveduto ad eseguire delle misurazioni tramite dinamometro: una volta inserito il cono nella pinza, tramite una sistema appositamente realizzato, si è andati ad applicare una forza con direzione giacente sul piano della pinza, senza così generare alcuna rotazione del cono rispetto il gruppo d'afferraggio. Tramite dinamometro si è andati a rilevare il valore massimo applicato, ripetendo la rilevazione per 10 volte, in modo da ottenere il risultato il più attendibile possibile.

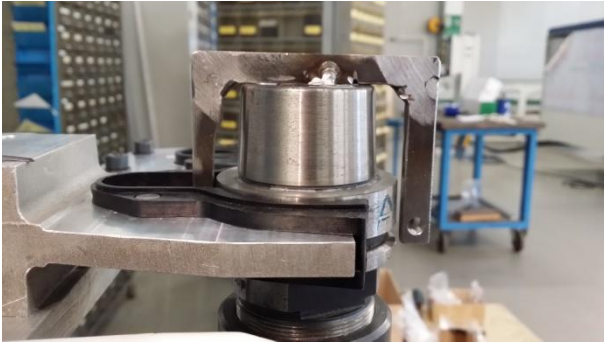



Fig. 5-12: dispositivo di presa sul cono

Fig. 5-13: fase di applicazione della forza d'estrazione

Nella tabella seguente sono riportati i risultati ottenuti:

Prova	**I**	**II**	**III**	**IV**	**V**	**VI**	**VII**	**VIII**	**IX**	**X**
[N]	262	266	262	266	274	282	267	250	250	230

Tabella 5-4: rilevazioni sperimentali della forza d'estrazione

Forza Media [N]	**Deviazione standard**
260,9	13,79

Tabella 5-5: risultati test d'estrazione

Possiamo notare come la il valore medio di estrazione sia nettamente inferiore rispetto alla forza centrifuga generata dagli utensili limite (94-117 N), il che significa che il gruppo afferraggio è effettivamente dimensionato correttamente a 2500 rpm. Inoltre risulta essere teoricamente adeguato anche al regime massimo di 5000 rpm (194-240 N), sebbene il margine di sicurezza sia ridotto a circa 20 N.

MOMENTO LIMITE

Giunti a questo punto si è passati alla determinazione del valore minimo del momento applicato alla pinza necessario per ottenere il fenomeno del cavatappi. Per prima cosa è stato necessario definire un parametro univoco per il quale si possa decretare l'inizio del fenomeno. È stato così convenuto di prendere un abbassamento della zona posteriore del cono dovuto alla rotazione centrifuga, pari a 2 mm, ovvero quel valore massimo per cui la pinza è ancora in grado di recuperare la stabilità del cono una volta uscita dalla curvatura. In figura è mostrato cosa s'intende:

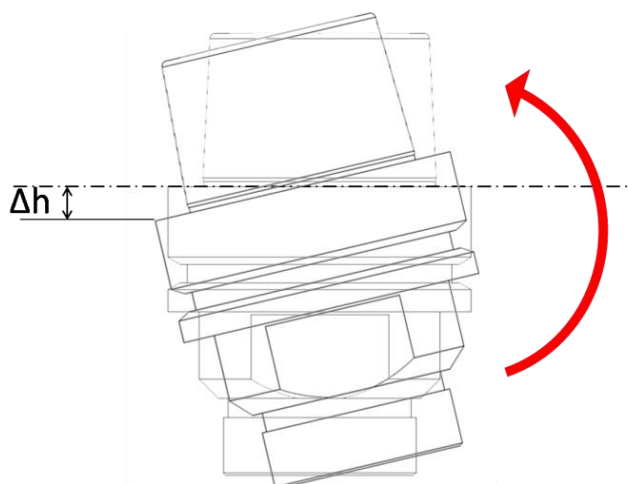



Fig. 5-14: abbassamento della zona posteriore del cono

Fig. 5-15: misurazione dell'abbassamento

La prova consisteva nell'applicazione di una forza sempre maggiore e misurata tramite dinamometro fino al raggiungimento dell'abbassamento di 2 mm sopracitato e rilevato per mezzo di un comparatore centesimale. Il punto d'applicazione della forza è stato progressivamente abbassato a passi di 50 mm, in modo da ottenere una migliore valutazione della linearità della legge (ricordiamo $momento = forza \cdot braccio$). Sono state fatte 10 rilevazioni per ogni distanza. Per garantire le medesime condizioni di test e in particolare la ripetibilità del punto di applicazione, sullo stelo sono stati eseguiti dei fori di riferimento alle distanze prefissate (da 50 mm a 300 mm dal piano di pinza) nei quali si andava ad inserire la spina conica filettata della ghiera a cui si applicava la forza.

Fig. 5-16: ghiera di afferraggio e riferimenti sullo stelo

Fig. 5-17: dettaglio sistema di presa

Fig. 5-18: comparatore e strumentazione

Le rilevazioni sono riportate nella tabella seguente:

	Forza [N]										Media		
Braccio [mm]	**I**	**II**	**III**	**IV**	**V**	**VI**	**VII**	**VIII**	**IX**	**X**	**F [N]**	**Dev. Std.**	**Momento [Nm]**
50	138	142	141	145	140	145	147	142	138	141	*141,9*	*2,84*	**7,10**
100	94	89	92	95	94	91	94	96	90	95	*93*	*2,24*	**9,30**
150	69	74	74	73	70	72	67	74	69	71	*71,3*	*2,37*	**10,70**
200	61	61	60	61	58	56	58	60	60	56	*59,1*	*1,87*	**11,82**
250	49	51	52	50	53	55	55	49	50	50	*51,4*	*2,15*	**12,85**
300	45	40	45	44	44	44	42	46	41	41	*43,5*	*1,80*	**13,05**

Tabella 5-6: valori di forza rilevati al variare del braccio

Il momento limite medio sarà quindi pari a $\mathbf{10,802\ Nm}$. In questo caso riscontriamo un sottodimensionamento del gruppo pinza anche rispetto agli utensili limite, in quanto essi

vanno a generare a 2500 rpm dei momenti di 15,42 Nm e 12,85 Nm, cioè superiori al valore appena trovato. Questo sottodimensionamento nasce da una valutazione soggettiva dell'abbassamento limite di 2 mm. Ciò significa che nella realtà con gli utensili considerati limite, avremo un movimento relativo superiore a quello ritenuto ammissibile nelle prove sperimentali. Ecco perché allo stato attuale delle cose è impensabile portare a 5000 rpm il regime: la pinza dovrebbe resistere a valori di momento di 32,00 Nm e 26,66 Nm, assolutamente non gestibili.

Per verificare che l'usura data dal effetto cavatappi vada effettivamente a compromettere la tenuta a resistenza, sono state ripetute le prove su una pinza installata su un magazzino funzionante e per questo usurata. Di seguito i risultati:

	Forza [N]										**Media**		
Braccio [mm]	**I**	**II**	**III**	**IV**	**V**	**VI**	**VII**	**VIII**	**IX**	**X**	**F [N]**	**Dev. Std.**	**Momento [Nm]**
50	125	124	124	128	126	126	126	129	129	131	*126,8*	*2,23*	**6,34**
100	84	87	85	85	86	84	86	86	87	85	*85,5*	*1,03*	**8,55**
150	66	62	66	68	66	64	64	62	65	66	*64,9*	*1,814*	**9,735**
200	51	51	50	51	49	49	51	50	50	50	*50,2*	*0,748*	**10,04**
250	41	41	40	42	42	41	41	44	41	40	*41,3*	*1,100*	**10,325**
300	35	35	34	35	35	36	35	34	36	36	*35,1*	*0,700*	**10,53**

Tabella 5-7: valori di forza rilevati al variare del braccio su una pinza usurata

Momento medio	**9,253 [Nm]**

Possiamo così notare come effettivamente vi sia una riduzione delle prestazioni, il che giustifica ulteriormente la ricerca di una soluzione che vada a ridurre l'effetto di rotazione del cono.

5.2. MODELLAZIONE DEL GRUPPO AFFERRAGGIO

Dopo aver definito sperimentalmente le caratteristiche del sistema di afferraggio, si è passati alla sua modellazione, in modo da ottenere degli strumenti teorici su cui poggiare i futuri sviluppi. Modellare la struttura e le azioni su essa agenti, ovvero ridurle ad uno schema più o meno semplificato, permetterà di svincolarci da un sistema fisico piuttosto complesso, il cui comportamento è influenzato da diverse variabili non sempre facilmente valutabili (es. superfici di contatto tra pinza e corpo in alluminio, attrito tra queste superfici che influenza l'elasticità dell'intero sistema, variazioni delle configurazioni dei vincoli durante la progressiva apertura della pinza, etc.). In primo luogo sono stati creati dei modelli analitici, uno "rigido" derivante dalla scienza delle costruzioni per una prima valutazione dei carichi necessari all'apertura della pinza, e uno per ricavare le pressioni di contatto che si scaricano sui fianchi della pinza in tecnopolimero. Il passo successivo è stato quello di realizzare un modello agli elementi finiti, meno distante dalla realtà, per una verifica più approfondita, che fungerà poi da base per le modifiche future.

5.2.1. MODELLO ANALITICO

Come anticipato, il primo passo è stato quello di modellare analiticamente il sistema di afferraggio ad un livello molto spinto di semplificazione. A tal scopo il gruppo è stato schematizzato con un modello a travi rigide con struttura a C.

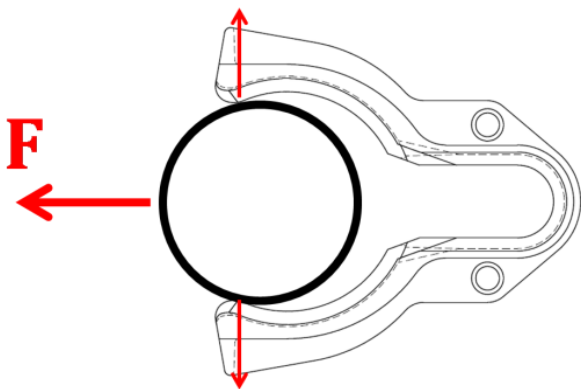



Fig. 5-19: schema dell'azione del cono il estrazione

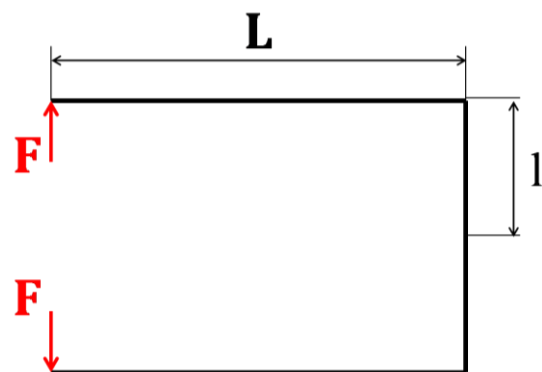



Fig. 5-20: modello a travi rigide

I carichi sono stati semplificati con delle forze concentrate in punta alle travi a sbalzo, dirette perpendicolarmente al loro asse. Infatti il cono dell'utensile, soggetto ad una forza d'estrazione, tenderà ad "aprire" la pinza a causa della sua stessa forma. La struttura, chiaramente simmetrica e perciò studiata in una sola sua metà, verrà scomposta in due travi a mensola e risolta tramite sovrapposizione degli effetti.

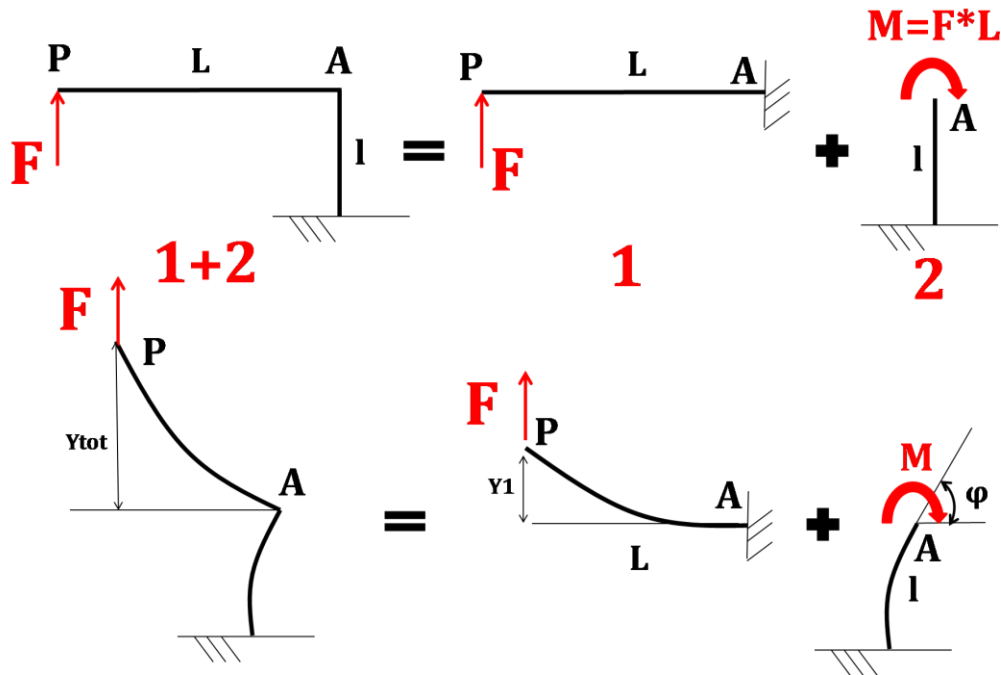



Fig. 5-21: sovrapposizione degli effetti dei carichi e relative deformate

Il primo contributo viene calcolato come la freccia statica di una mensola caricata in punta, perciò:

$$y_{P\,1}(L) = \frac{FL^3}{3EI}$$

dove E è il modulo di Young equivalente del sistema e I il momento d'inerzia polare della sezione equivalente. Il secondo contributo è dato dalla rotazione della seconda trave a mensola dovuto al momento $M = FL$, calcolata come:

$$\varphi(l) = \frac{FL}{EI} l$$

Da cui:

$$y_{P\,2}(L) = \frac{FL^2}{EI} l$$

In conclusione si avrà che la freccia statica totale sarà pari a:

$$y_{P\,Tot} = y_{P\,1}(L) + y_{P\,2}(L) = \frac{FL^3}{3EI} + \frac{FL^2}{EI}l = \frac{FL^2}{EI}\left(\frac{L}{3} + l\right)$$

Il valore di "apertura" della pinza per il quale possiamo ritenere compromessa la presa sul cono è noto e pari a $\Delta s = mm$, cioè il diametro del cono d'attacco calcolato sul piano della pinza. Sono noti anche il modulo d'elasticità, la sezione d'inerzia e le lunghezze delle travi. Perciò siamo in grado di definire il valore della forza necessaria ad allargare la pinza quanto basta per perdere l'utensile, semplicemente andando ad introdurre nella formula appena ricavata $\Delta s/2$ [2] . Ovvero:

$$F_{max} = \frac{\Delta s/2}{\frac{L^2}{EI}\left(\frac{L}{3} + l\right)}$$

Tale modello potrà essere utilizzato in futuro confrontandolo con i valori dati dalla modellazione ad elementi finiti. Sarà necessario infatti ricavare da questo la sezione d'inerzia e il modulo di elasticità equivalente.

5.2.2. PRESSIONI DI CONTATTO

Calcolata la forza di apertura critica, si passa al valore delle pressioni che si scaricano sul superficie di tenuta della pinza dati dalle inerzie dell'utensile. In questo caso si è proceduto a sovrapporre gli effetti della forza centrifuga e del momento da essa generato. Si sono poste le ipotesi che gli elementi siano infinitamente rigidi e che il cono sia perfettamente in sede all'interno della pinza, ovvero che le sole zone di contatto siano quelle visualizzate in verde nell'immagine seguente.

---

[2] Ricordiamo che stiamo ragionando solo su mezza struttura, essendo simmetrica. Di conseguenza l'apertura della pinza si dividerà equamente tra i due rami.

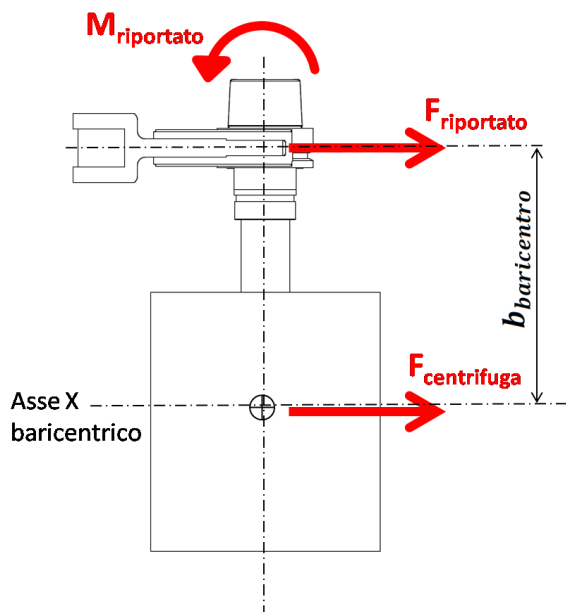



Fig. 5-22: schema azioni inerziali sull'utensile

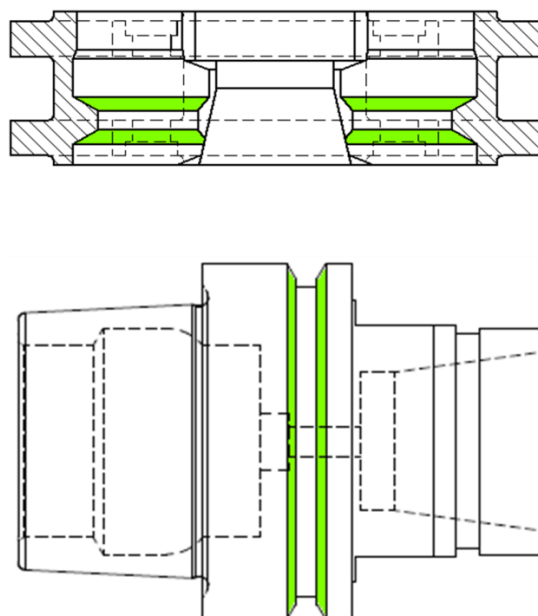



Fig. 5-23: superfici di contatto tra cono

FORZA D'INERZIA

La forza d'inerzia tende ad estrarre l'utensile, perciò le uniche superfici sollecitate saranno quelle visualizzate in verde nello schema seguente (sia quella superiore che quella inferiore), sulle quali si scaricherà una forza pari alla metà di F_i, essendo la struttura simmetrica. La reazione su queste sezioni resistenti sarà chiaramente perpendicolare ad esse e quindi in direzione radiale: la componente x va ad annullare la forza inerziale, mentre quella y tenderà ad aprire la pinza.

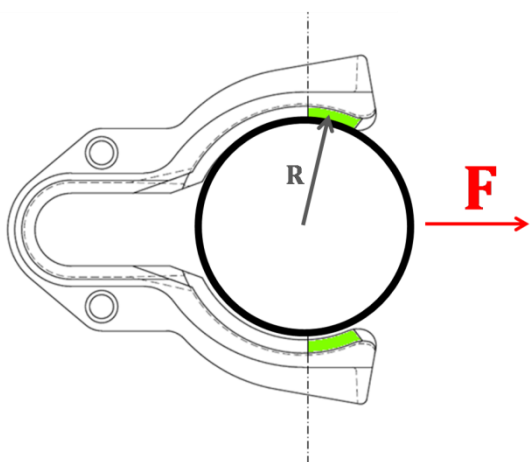



Fig. 5-24: superfici sollecitate dall'azione della forza d'inerzia

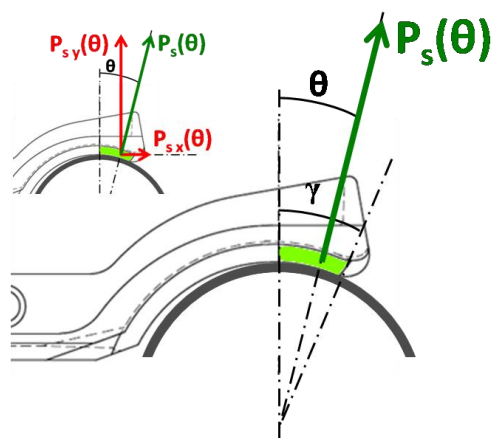



Fig. 5-25: componenti della pressione per unità di sezione

Ragionando in termini di pressione per unità di sezione, introduciamo $P_s(\theta)$, da cui il bilancio:

$$\frac{F_i}{2} = \int_{0}^{\gamma} P_s(\theta) R \sin\theta d\theta$$

Come raggio viene preso quello alla sezione media della superficie ($30{,}21\ mm$), mentre l'angolo γ di fine contatto è valutato al CAD (26,4°). Ponendo l'ipotesi che la pressione radiale sia costante su tutta la superficie e non funzione di θ, avremo $P_s(\theta) = P_s = cost$, quindi:

$$\frac{F_i}{2} = P_s R \int_{0}^{\gamma} \sin\theta d\theta = P_s R[-\cos\theta]_0^{\gamma} = P_s R(1-\cos\gamma)$$

Da cui:

$$P_s = \frac{F_i}{2(1-\cos\gamma)R}$$

Analizziamo ora la singola sezione, secondo il modello rappresentato nella figura seguente:

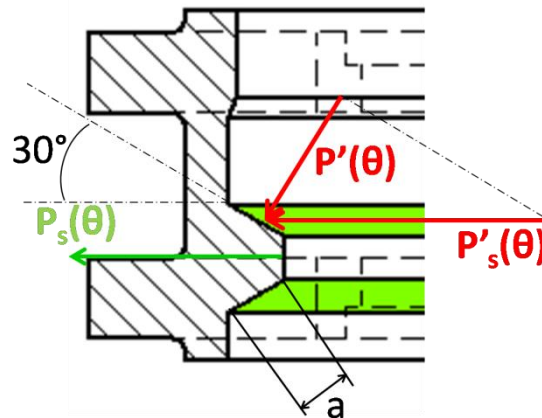



Fig. 5-26: pressione puntuale normale alla superficie

La pressione per unità di sezione si scarica uniformemente sulle due superfici, superiore ed inferiore. Di conseguenza la pressione puntuale orizzontale sarà pari a:

$$P_s = 2aP_s'$$

$$P_s' = \frac{P_s}{2a} = \frac{F_i}{4a(1-\cos\gamma)R}$$

Dove $a = 4{,}39\ mm$. Da qui la pressione puntuale normale alla superficie della pinza:

$$P_{Fi} = P' = P_s' \sin 30° = \frac{F_i \sin 30°}{4a(1-\cos\gamma)\ R}$$

MOMENTO RISULTANTE

Come detto, il momento generato dalla forza inerziale tende a ruotare il cono d'attacco all'interno della sede. Per valutare le pressioni così generate, s'ipotizza un modello con il cono incernierato esattamente nella mezzeria del piano della pinza, il che creerà una configurazione di contatto come quella rappresentata in figura:

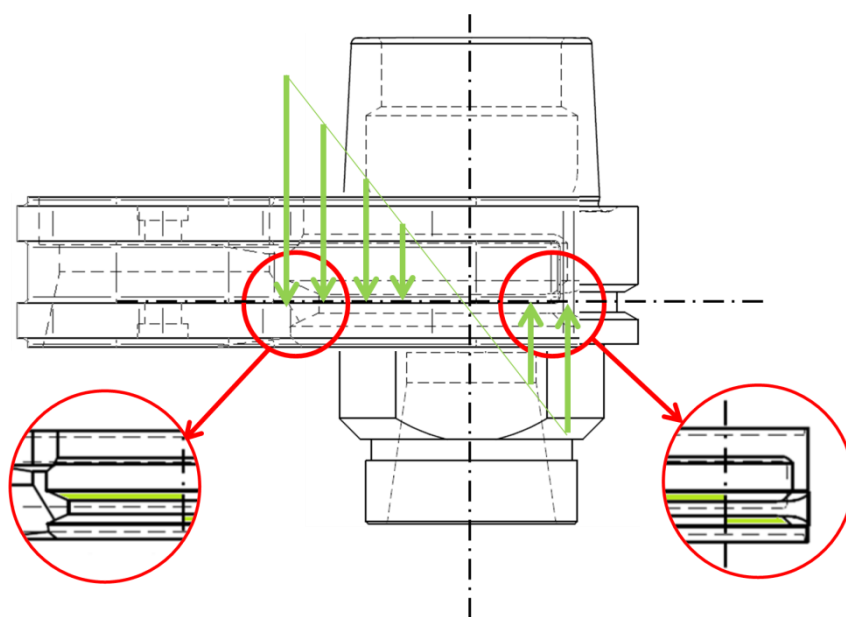



Fig. 5-27: dettagli delle superfici reagenti sotto l'azione del momento inerziale

Anche in questo caso sono state fatte alcune ipotesi semplificative. In primis si è supposto che l'arco di abbraccio al cono sia limitato alla sede della pinza, quindi avremo dei determinati angoli di inizio e fine contatto. Una seconda ipotesi è un andamento della pressione sinusoidale rispetto l'angolo θ calcolato a partire dall'asse della pinza, cioè:

$$p(\theta) = \overline{\mathrm{P}} \cos \theta$$

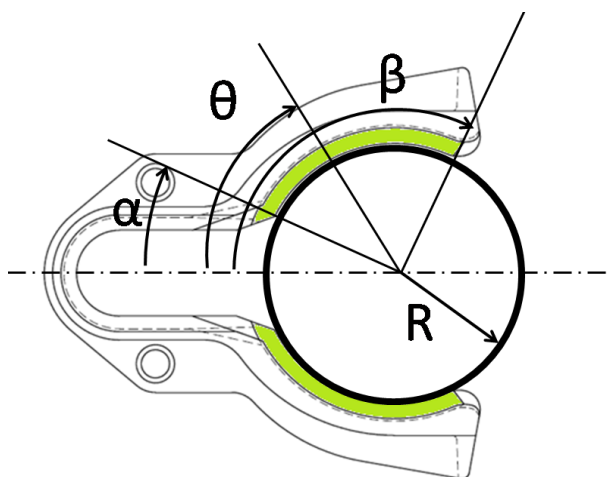



Fig. 5-28: angoli d'abbraccio della pinza

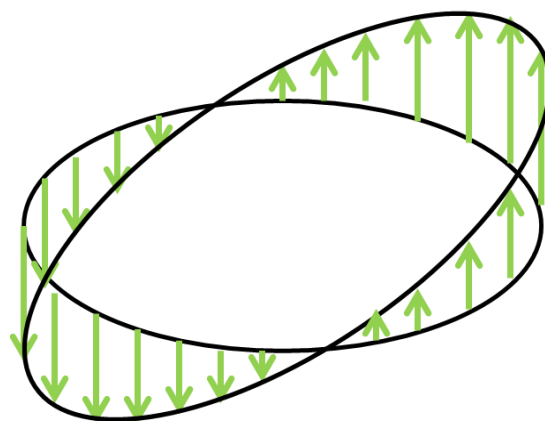



Fig. 5-29: andamento delle pressioni sulla sede della pinza

Dal momento che la pinza non abbraccia completamente il cono ma solo su un determinato arco, dovremmo ipotizzare due ampiezze diverse per la zona anteriore e posteriore.

$$p_1(\theta) = P_1 \cos\theta$$
$$p_2(\theta) = P_2 \cos\theta$$

Impostiamo il bilancio delle forze verticali e dei momenti, ricordando che stiamo ragionando per unità di sezione grazie all'ipotesi di una distribuzione costante sulla sezione :

$$\begin{cases} \int_{\alpha}^{90°} p_1(\theta) R\, d\theta = \int_{90°}^{\beta} p_2(\theta) R\, d\theta & (1) \\ M_i = 2\left[\int_{\alpha}^{90°} p_1(\theta) R(R\cos\theta)\, d\theta + \int_{90°}^{\beta} p_2(\theta) R(R\cos\theta)\, d\theta\right] & (2) \end{cases}$$

dove $\alpha = 23{,}39°$ e $\beta = 116{,}4°$. Risolvendo il sistema otteniamo:

$$\begin{cases} P_1(1-\sin\alpha) = P_2(1-\sin\beta) \\ \frac{M_i}{2R^2} = \left[P_1 \int_{\alpha}^{90°} (\cos\theta)^2\, d\theta + P_2 \int_{\alpha}^{90°} (\cos\theta)^2\, d\theta\right] \end{cases}$$

Procediamo integrando per parti gli integrali:

$\int_{\theta_1}^{\theta_2} (\cos\theta)^2\, d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos\theta \cos\theta\, d\theta = [\sin\vartheta \cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2} - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta(-\sin\theta)\, d\theta = [\sin\vartheta\cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2} + \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\sin\theta)^2\, d\theta = [\sin\vartheta\cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2} + \int_{\theta_1}^{\beta} 1 - (\cos\theta)^2\, d\theta = [\sin\vartheta\cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2} + [\theta]_{\theta_1}^{\theta_2} - \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\cos\theta)^2\, d\theta$

$$2\int_{\theta_1}^{\theta_2} (\cos\theta)^2\, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) + [\sin\vartheta\cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} (\cos\theta)^2\, d\theta = \frac{(\theta_2 - \theta_1) + [\sin\vartheta\cos\theta]_{\theta_1}^{\theta_2}}{2}$$

Inseriamo questo risultato nel sistema:

$$\int_{\alpha}^{90°} (\cos\theta)^2\, d\theta = A_1 = 0{,}798$$

$$\int_{90°}^{\beta} (\cos\theta)^2\, d\theta = A_2 = 0{,}063$$

$$\begin{cases} P_1 = \frac{(1-\sin\beta)}{(1-\sin\alpha)} P_2 = CP_2 = 5{,}782\, P_2 \\ \frac{M_i}{2R^2} = P_1 A_1 + P_2 A_2 \end{cases}$$

Da qui possiamo ricavare le ampiezze degli andamenti della pressione nella zona anteriore e posteriore:

$$P_1 = \frac{1}{A_1 + CA_2}\frac{M_i}{R^2}\,[N/m] \qquad P_2 = \frac{C}{A_1 + CA_2}\frac{M_i}{R^2}\,[N/m]$$

$$p_1(\theta) = P_1 \cos\theta \qquad p_2(\theta) = P_2 \cos\theta$$

Quanto ricavato è l'andamento della pressione verticale per unità di sezione. In questo caso, come già anticipato, le superfici sottoposte a tale pressione non sono contemporaneamente sia quella superiore che quella inferiore, ma solo una delle due, relativamente alla parte posteriore o inferiore del cono. Di conseguenza, considerando costante la pressione sullo spessore:

$$p(\theta) = a \cdot p^{'}(\theta)$$

$$p^{'}(\theta) = \frac{p(\theta)}{a}$$

$$p_{M1}(\theta) = \frac{p_1(\theta)\cdot\cos 30°}{a} = \frac{P_1\cdot\cos 30°}{a}\cos\theta$$

$$p_{M2}(\theta) = \frac{p_2(\theta)\cdot\cos 30°}{a\cdot\cos 30°} = \frac{P_2\cdot\cos 30°}{a}\cos\theta$$

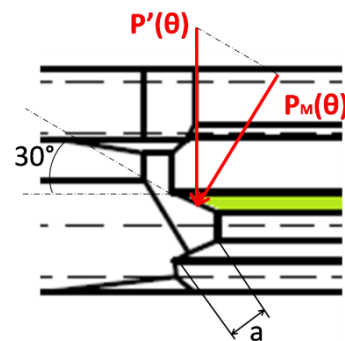



Fig. 5-30: dettaglio dell'andamento delle pressioni

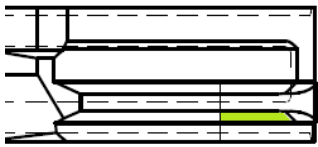
In conclusione le pressioni risultanti normali alle superfici saranno quelle riportate nella tabella seguente:

Superfici	Pressioni
	$\frac{F_i\,\sin 30°}{4a(1-\cos\gamma)\,R} + \frac{C}{A_1 + CA_2}\frac{\cos 30°}{a}\frac{M_i}{R^2}\cos\theta$
	$\frac{F_i\,\sin 30°}{4a(1-\cos\gamma)\,R}$
	$\frac{1}{A_1 + CA_2}\frac{\cos 30°}{a}\frac{M_i}{R^2}\cos\theta$
	0

Tabella 5-8: riepilogo pressioni di contatto normali alle superfici

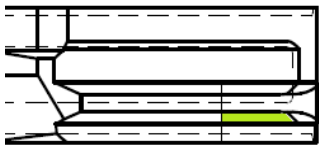
Chiaramente si comprende come la sezione più sollecitata sia la superficie superiore della sede, posta anteriormente al cono. Come esempio sono riportati di seguito i valori delle pressioni MASSIME ortogonali alla superficie per gli utensili limite date dal ***solo momento***:

Superfici	Tipo A	Tipo B
	244,62 MPa	203,85 MPa
	0 MPa	0 MPa
	87,33 MPa	72,77 MPa
	0 MPa	0 MPa

Tabella 5-9: pressioni superficiali per gli utensili limite

A questo punto calcoliamo la risultante ortogonale alle superfici inclinate che fungono da sede per il cono. Ci riferiremo ad un solo braccio della pinza per le proprietà di simmetria.
Su ogni zona anteriore (superiore e inferiore) si scaricano le pressioni della forza inerziale, generando una forza pari a:

$$F_{Fi} = \int_{90°}^{\gamma} a\gamma R P_{Fi} \cos\theta \, d\theta = a\gamma R P_{Fi}(1 - \sin\gamma)$$

A ciò si deve sommare la forza risultante data dall'effetto del momento inerziale, che risulta essere nella zona anteriore pari a:

$$F_{M2} = \int_{90°}^{\gamma} p_2(\theta) \cos 30° \, R \, d\theta = P_2 R \cos 30° \int_{90°}^{\gamma} \cos\theta \, d\theta = P_2 R \cos 30° \, (1 - \sin\gamma)$$

E nella zona posteriore:

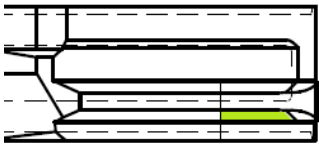
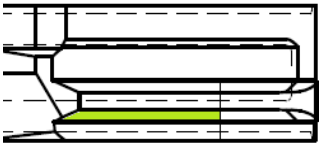
$$F_{M1} = \int_{\alpha}^{90°} p_1(\theta) \cos 30° \, R \; d\theta = P_1 R \cos 30° \int_{\alpha}^{90°} \cos\theta \; d\theta = P_1 R \cos 30° \,(\sin\alpha - 1)$$

Superfici	**Forza risultante**	**Tipo A**	**Tipo B**
	$F_{Fi} + F_{Mi}$	281,50 N	256,09 N
	F_{Fi}	51,63 N	64,53 N
	F_{Mi}	229,87 N	191,56 N
	0	0 N	0 N

Tabella 5-10: forze normali alle superfici per gli utensili limite

Possiamo notare come la pinza risulta nel complesso equilibrata, essendo la componente verso l'alto pari a quella verso il basso. Inoltre risulta interessante ricavare il valore della componente delle forze giacente sul piano della pinza, diretta in direzione radiale, pari a 243,78 N e 256,09 N, rispettivamente per l'utensile limite A e l'utensile limite B.

5.2.3. MODELLO FEM

L'avvento nell'Ingegneria del metodo agli elementi finiti (calcolo matriciale) tramite computer, ha notevolmente influenzato la progettazione strutturale, non solo in termini di velocità di calcolo, ma anche di approccio procedurale. Lo scopo di tale metodo di modellazione è quello di simulare in modo realistico il comportamento della struttura, definito in termini di parametri di sollecitazione (sforzo normale, taglio, momento flettente), di deformazione (spostamenti, rotazioni) e di tensione (normale, tangenziale). Va tuttavia precisato che la modellazione non deve necessariamente aderire il più possibile alla realtà fisica da simulare, in quanto un maggiore dettaglio nella sua definizione potrebbe non dare un altrettanto significativo contributo nella precisione dei risultati che ci si attende. Il processo di modellazione deve 'essere invece una procedura di sintesi che consiste nell'individuare quali variabili influiscono in modo rilevante sul comportamento della struttura, da quelle che lo sono meno. Ciò è essenziale per poter cogliere gli aspetti più importanti del sistema fisico da analizzare, trascurando, invece, quelli che non danno contributi significativi a questo scopo.

Per la modellazione del sistema cono d’attacco-gruppo d’afferraggio è stato seguito il procedimento classico di affinamento, ovvero:

- valutazione delle azioni rilevanti e dello schema generale della struttura con i relativi vincoli, ovvero tutte quelle valutazioni date dai modelli analitici e dall’analisi della dinamica degli utensili;
- creazione della MESH, ovvero del modello numerico (discretizzazione in elementi finiti);
- caratterizzazione dei materiali impiegati, ovvero definizione dei legami sforzi-deformazioni.

L'insieme di queste approssimazioni e ipotesi, che vengono assunte alla base del processo di modellazione, costituiscono nel complesso il ***modello di calcolo*** della struttura. Il modello di calcolo viene eseguito utilizzando un codice di calcolo agli elementi finiti (modello FEM).

Inizialmente, partendo dai modelli tridimensionali CAD SolidEdge e Pro Engineer dei componenti del gruppo afferraggio, si è provveduto a controllare tutti quegli elementi potenzialmente critici in fase di meshatura, quali raccordi e geometrie non perfettamente combacianti. Quest’operazione permetterà di ottenere una mesh snella senza nodi che possano portare ad errori di risoluzione. Vista la geometria più complessa, la pinza in Nylon è

stata la più soggetta a modifiche. Per quanto riguarda il cono, si è provveduto a limitarlo alla sola sezione contenuta dalla pinza, in quanto essendo nettamente più rigido della pinza, il suo comportamento globale non interesserà.

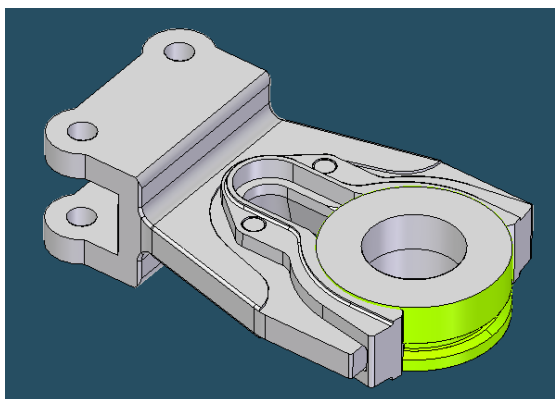



Fig. 5-31: modello semplificato al CAD

Fig. 5-32: MESH del modello della pinza

Il software utilizzato è Pro Mechanica, il modulo di Pro Engineer dedicato alla simulazione e all'analisi. Tale risolutore è un risolutore a piccoli spostamenti, il che non permette di eseguire direttamente una simulazione che rispecchi il comportamento del nostro sistema. Infatti sarebbe necessario un software in grado di poter gestire i contatti e le deformazioni su largo raggio, andando i punti di contatto e i carichi a spostarsi notevolmente. Perciò si è reso necessario definire delle simulazioni in grado di aggirare tali limitazioni e ottenere dei risultati comunque significativi riguardo le problematiche valutate.

CREAZIONE DEL MODELLO

In ambiente FEM, all'utente spetta il compito di svolgere tutto quell'insieme di controlli, essenzialmente di natura diretta, che contribuisce ad ottenere dei risultati validi. Prima di effettuare una qualsiasi analisi è quindi necessario accertarsi che il modello sia correttamente caratterizzato in ogni suo dettaglio, in particolar modo per quanto riguarda i materiali impiegati. Infatti, se dal punto di vista geometrica si ha la certezza del riscontro con gli elementi reali essendo partiti dai modelli tridimensionali originali, dal punto di vista delle caratteristiche fisiche dei materiali non si può avere la stessa certezza. Perciò si è reso necessario eseguire delle simulazioni iniziali facilmente ripetibili e valutabili nella realtà concreta.

TARATURA DEL MODULO DI ELASTICITÀ

Tali prove si sono concentrate sulla sola pinza in Ertalon 66-GF30, sulla quale si è misurato l'allargamento relativo dato dall'applicazione di un carico di 50 N. La pinza è stata fissata al banco da un'estremità, mentre nell'altra è stato applicato il carico. Il collegamento al banco e al peso è stato effettuato tramite due sistemi catena-bullone inseriti in dei fori realizzati nella pinza. Tramite un calibro a corsoio elettronico digitale è stata misurata l'apertura della pinza scarica e l'apertura una volta applicato il carico, misurando in corrispondenza di un riscontro appositamente realizzato per permettere la misurazione della distanza tra gli stessi punti.

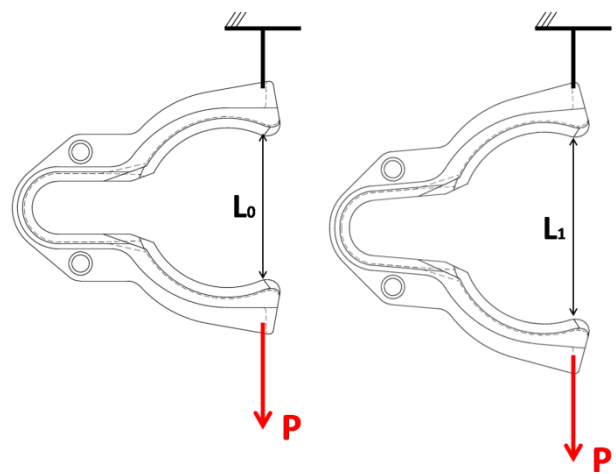



Fig. 5-33: schema di applicazione del carico

A questo punto si è passati alla simulazione con Pro Mechanica. Per semplicità si è operato su una sola metà della pinza, in quanto simmetrica, andando a simulare un carico applicato di 100 N: tale valore, doppio rispetto a quello realmente usato nella prova sperimentale, sarà poi utilizzato per tutte le future analisi. Per tal motivo s'ipotizza un comportamento lineare della pinza, il che permette di ottenere valori equivalenti semplicemente raddoppiando i valori sperimentali. Il modello è stato poi caratterizzato con i valori meccanici del materiale presi dal catalogo del produttore. Su questa metà del modello tridimensionale è stato realizzato il foro come sulla pinza reale (stessa dimensione e stessa posizione) sul quale applicare il carico, in modo da avere una perfetta identità delle condizioni delle due prove. Per lo stesso motivo si è posta particolare attenzione all'applicazione dei vincoli: per simulare l'azione dell'effetto simmetrico si è convenuto di limitare i vincoli alla sola sezione di simmetria, in particolare ne è stata bloccata la traslazione nelle 3 direzioni cartesiane presso l'asse z (ovvero l'asse ipotizzato come quello di rotazione) lasciando invece libera la traslazione in y della sezione più interna, ovvero quella sezione soggetta a trazione in apertura della pinza.

Fig. 5-34: modifiche e sistema di sospensione della pinza

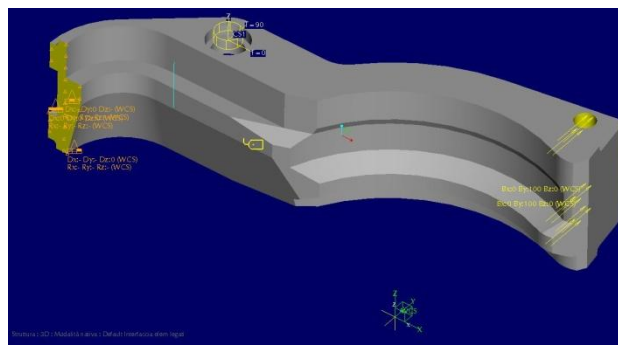



Fig. 5-35: vincoli sul modello FEM

Obiettivo di tale test è quello di ricavare dagli spostamenti ottenuti dalle due prove, un valore di modulo di elasticità dell'Ertalon 66-GF30 più idoneo e più realistico per simulare il reale comportamento del materiale. Come possiamo leggere dalla tabella seguente il modulo indicato dal produttore è 3200 MPa.

Physical properties (indicative values•)

PROPERTIES	Test methods ISO/(IEC)	Units	VALUES
Colour	—	—	black
Density	1183	g/cm³	1.29
Water absorption:			
– after 24/96 h immersion in water of 23°C (1)	62	mg	30/56
	62	%	0.39/0.74
– at saturation in air of 23°C / 50% RH	—	%	1.7
– at saturation in water of 23°C	—	%	5.5

Mechanical Properties at 23°C (7)				
Tension test (8):				
– tensile stress at break (9)	+	527	MPa	100
	++	527	MPa	75
– tensile strain at break (9)	+	527	%	5
	++	527	%	12
– tensile modulus of elasticity (10)	+	527	MPa	5,900
	++	527	MPa	3,200
Compression test (11):				
– compressive stress at 1/2/5% nominal strain (10)	+	604	MPa	28/55/90
Creep test in tension (8):				
– stress to produce 1% strain in 1,000 h ($\sigma_{1/1,000}$)	+	899	MPa	26
	++	899	MPa	18
Charpy impact strength – Unnotched (12)	+	179/1eU	kJ/m²	≥ 50
Charpy impact strength – Notched	+	179/1eA	kJ/m²	6
Izod impact strength – Notched	+	180/2A	kJ/m²	6
	++	180/2A	kJ/m²	11
Ball indentation hardness (13)	+	2039-1	N/mm²	165
Rockwell hardness (13)	+	2039-2	—	M 76

Fig. 5-36: dettaglio delle caratteristiche dell'Ertalon 66-GF30 estrapolato dal catalogo Quadrant

I risultati della simulazione sono rappresentati nell'immagine della deformata qui di seguito. Nel punto d'interesse abbiamo uno spostamento di 17,71 mm, che si scontra con 9,57 mm a 50 N di carico.

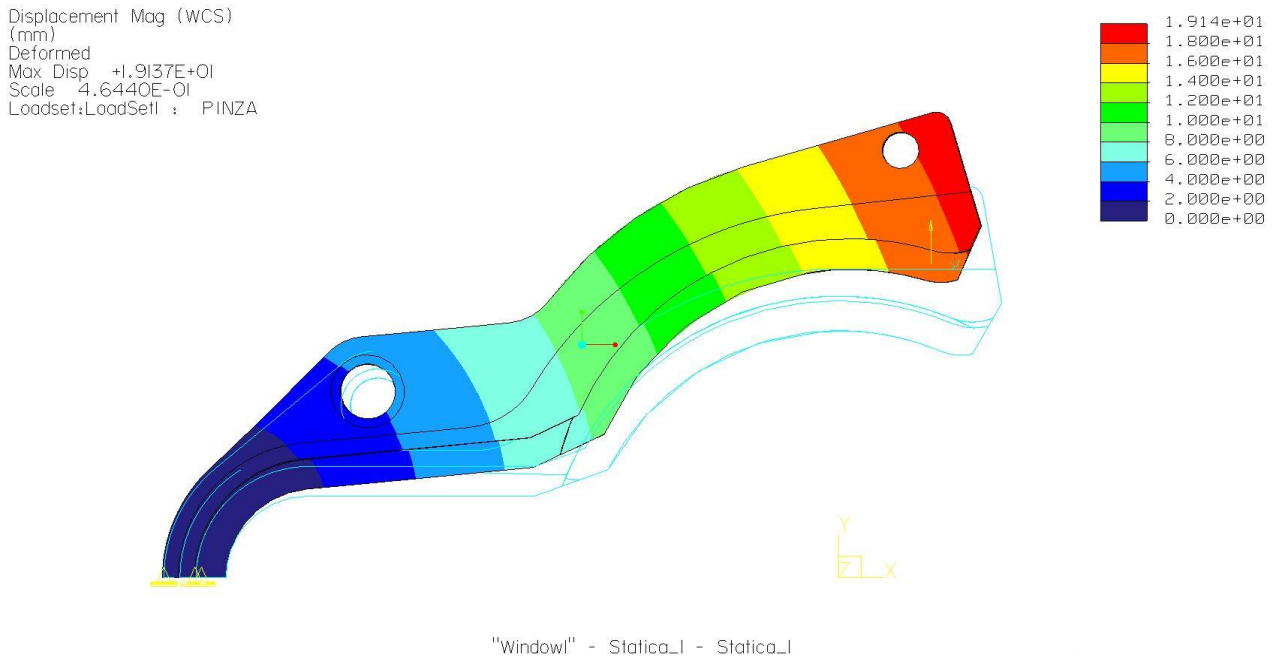



Fig. 5-37: spostamenti con carico da 100 N

Andando a raddoppiare lo spostamento della prova sperimentale per l'ipotesi di linearità espressa precedentemente, avremo una discordanza tra i valori: 17,71 mm della simulazione contro i 19,14 mm della rilevazione sperimentale. Di conseguenza il modulo di elasticità di 3200 MPa non è propriamente corretto, in quanto il comportamento reale è più cedevole. Tramite una semplice proporzione riusciamo ad ottenere il modulo più idoneo con il quale aggiornare le caratteristiche del modello. Ci aspettiamo chiaramente un valore più basso rispetto a quello da catalogo:

$$E_{Ertalon} = \frac{E_{catalogo} \cdot \Delta s_{simulazione}}{\Delta s_{prova}} = \frac{3200 \cdot 17{,}71}{9{,}57 \cdot 2} = 2961\ MPa$$

DEFINIZIONE DEI VINCOLI E VERIFICA ATTENDIBILITÀ

A questo punto si può iniziare a lavorare sull'intero gruppo afferraggio e sulle interazioni tra pinza in Nylon e corpo in alluminio. Tale sistema offrirà una rigidezza nettamente più elevata rispetto a quella offerta dalla sola pinza in tecno polimero, per via del contatto tra le superfici di essa e quelle del corpo in alluminio che ne limita la deformazione. È stato così necessario valutare quali superfici entrano effettivamente in contatto durante il moto relativo tra cono ed

utensile, sia per definire la tipologia di vincolo da applicare sia per poter semplificare il modello. Strumento essenziale per questa valutazione sono i disegni con le tolleranze degli elementi.

Si può ipotizzare innanzitutto che il contatto avvenga nella zona posteriore della pinza, dove le geometrie e le tolleranze ammettono interferenza, come mostrato in figura:

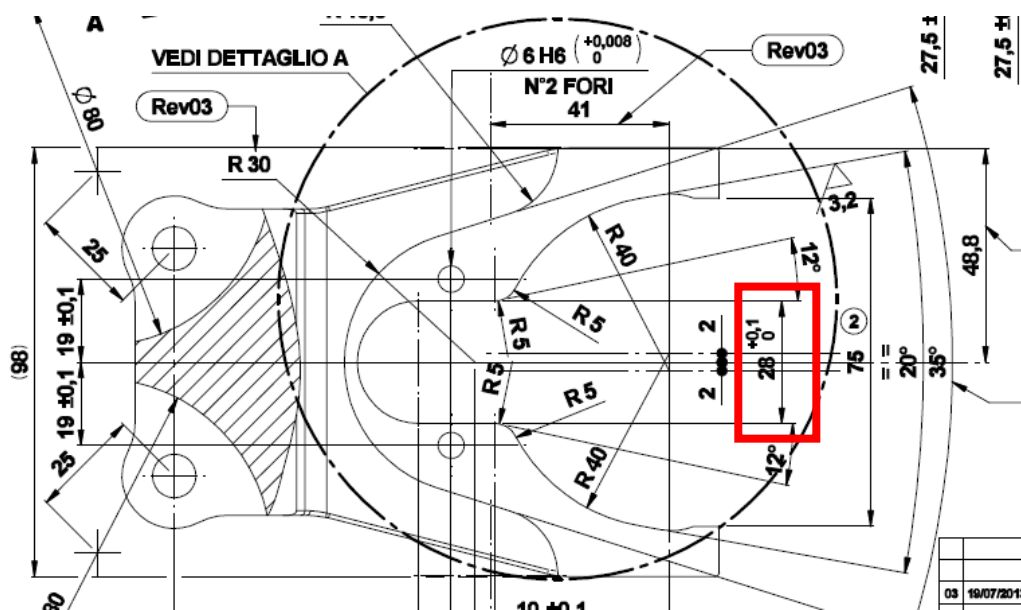



Fig. 5-38: tavola quotata della pinza in alluminio

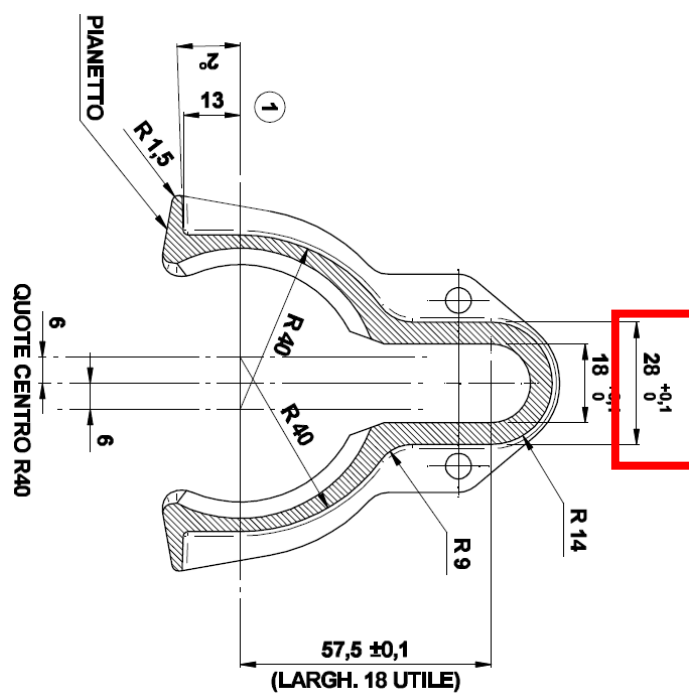



Fig. 5-39: tavola quotata della pinza in Nylon

Su queste superfici si è posto un contatto, ovvero un vincolo monolatero che prevede perciò la reazione tra i corpi solo in compressione, permettendone un eventuale allontanamento. Riducendo l'interazione a queste sole superfici, oltre a studiare una sola metà del gruppo per le palesi proprietà di simmetria, si può semplificare il corpo in alluminio ad un profilo che ricalchi quello della pinza in quelle zone di contatto. Infatti l'elemento critico del sistema e oggetto dell'analisi è la sola pinza plastica, avendo la pinza in alluminio uno scopo strutturale e d'irrigidimento. Le proprietà di cedevolezza e tenuta sono date in percentuale nettamente maggiore dall'elemento plastico. Tale elemento profilato verrà poi vincolato al sistema di riferimento globale eliminandone tutti i gradi di libertà.

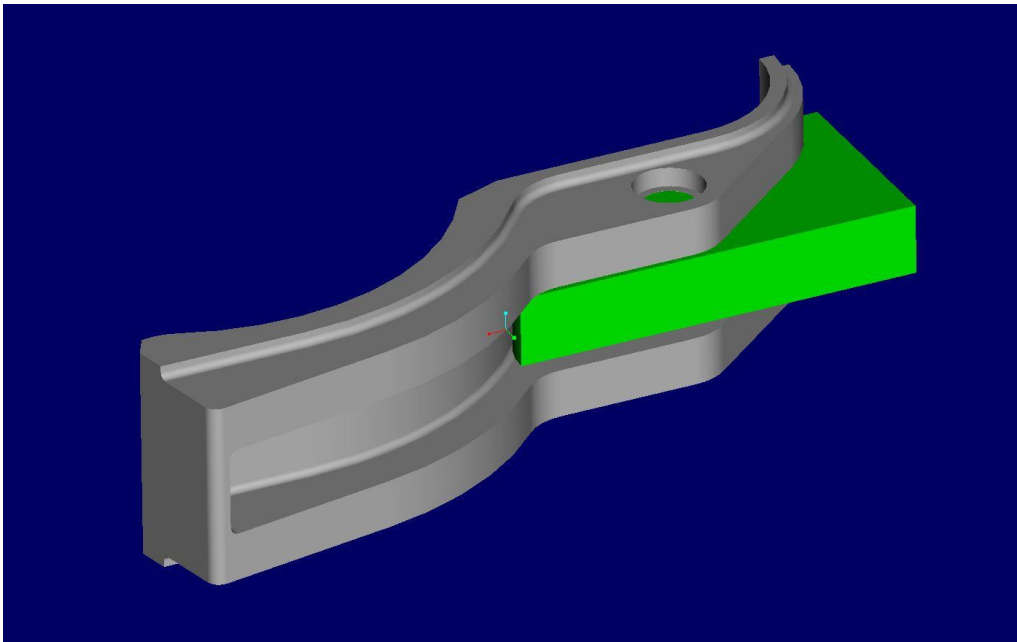



Fig. 5-40: immagine del modello semplificato

Altra interazione fondamentale per la dinamica della deformazione è quella tra la pinza in Ertalon e la spina di fissaggio. Anche in questo caso si è convenuto ad introdurre un contatto tra la superficie interna del foro e la spina e vincolare completamente quest'ultima.

Per simulare la simmetria sono stati attivati gli stessi vincoli utilizzati per la simulazione per la taratura del modulo elastico. Infine è stato introdotto un ultimo vincolo sulla pinza atto a bloccare la traslazione relativa lungo Z tra pinza e corpo in alluminio. Nell'immagine seguente è mostrato il modello vincolato.

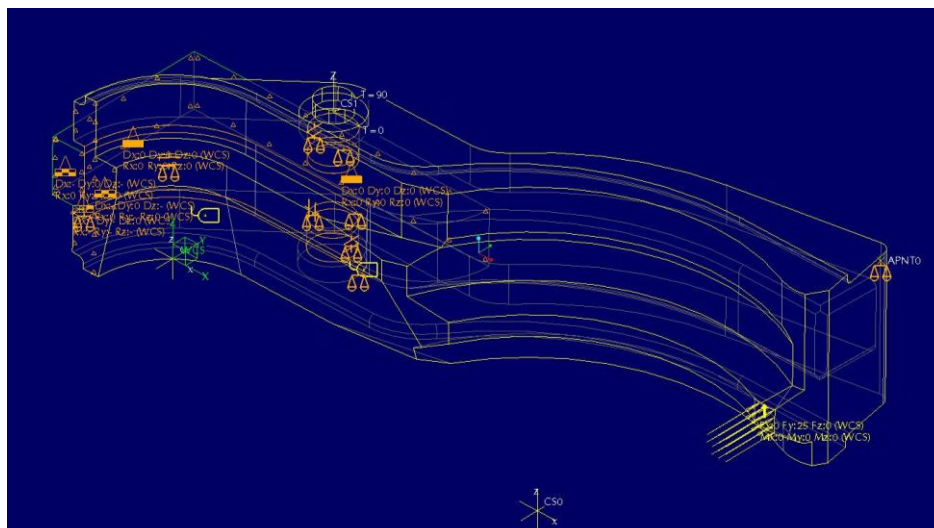



Fig. 5-41: modello semplificato vincolato e caricato

Ora che è stato creato il modello bisognerà convalidarlo eseguendo dei controlli diretti sul suo comportamento. Anche in questo caso sono state approntate delle prove sperimentali che dessero dei risultati confrontabili con le informazioni ottenibili da Pro Mechanica. Ciò che è stato eseguito sono delle prove di apertura del gruppo di afferraggio, applicando con un dinamometro una forza diretta perpendicolarmente al piano di simmetria. Le prove sono state eseguite incrementando la forza con passi di 5 N e andando a rilevare lo spostamento rispettivo tramite comparatore. In questo modo è stato possibile ottenere una legge che legasse il valore di apertura della gruppo in funzione della forza applicata.

Forza [N]	ΔS [mm]
25	0,32
30	0,46
35	0,5
40	0,58
45	0,64
50	0,69
55	0,74
60	0,8
65	0,87
70	0,92

Tabella 5-11: rilevamento

spostamenti

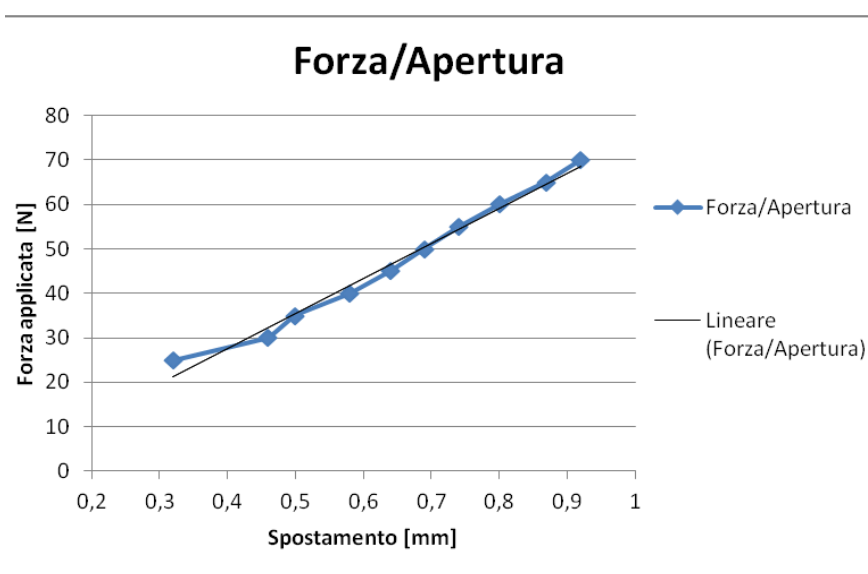



Fig. 5-42: andamento rilevato della forza in funzione dello spostamento

L'andamento riscontrato è pressoché lineare, il che significa che il comportamento all'apertura non si modifica, senza variazioni nella configurazione dei contatti. Si poteva ipotizzare, infatti, che la pinza all'aumentare della forza, e di conseguenza all'aumentare del valore di apertura, andasse ad impattare sulla struttura in alluminio. Se ciò fosse accaduto si sarebbe dovuto riscontrare un incremento notevole della rigidezza.

A questo punto è stata preparata una simulazione in ambiente software in cui il gruppo è stato sollecitato con una forza incrementale da 0 N fino a 100 N a passi di 10 N. In contemporanea è stato misurato lo spostamento dello stesso punto valutato per le prove sperimentali, ottenendo questo andamento:

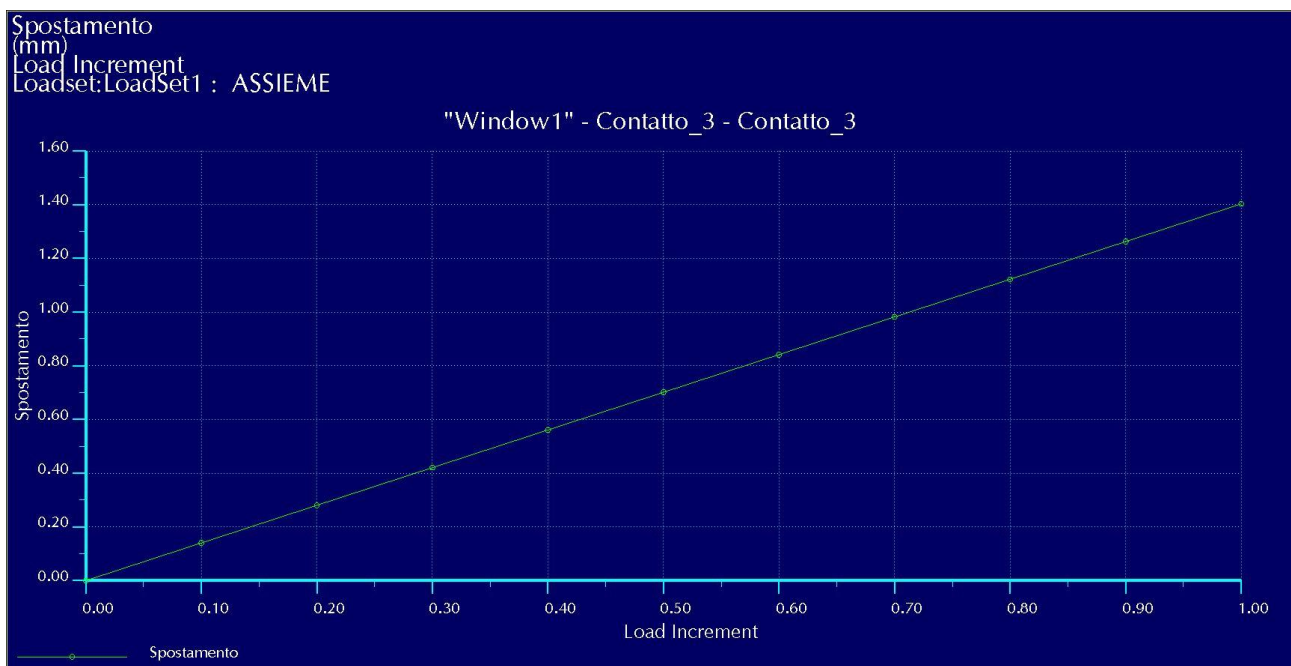



Fig. 5-43: legame spostamento-forza ottenuto dalla simulazione

Confrontando i valori ottenuti da questa analisi e dalle prove sperimentali, notiamo un effettivo riscontro tra i dati, il che significa che il modello realizzato rispecchia con ottima approssimazione il comportamento reale del sistema di afferraggio utensile.

RISULTATI DEL MODELLO FEM

All'inizio di questo paragrafo si era detto che ci si aspettava una rigidezza del sistema nettamente più elevata rispetto a quella offerta dalla sola pinza in tecno polimero. Questa previsione viene confermata dai risultati. Infatti soffermandoci sulla simulazione eseguita a

100 N vediamo come lo spostamento del punto di riferimento sia di 1,812 mm, mentre per la sola pinza si arrivava addirittura a 19,14 mm.

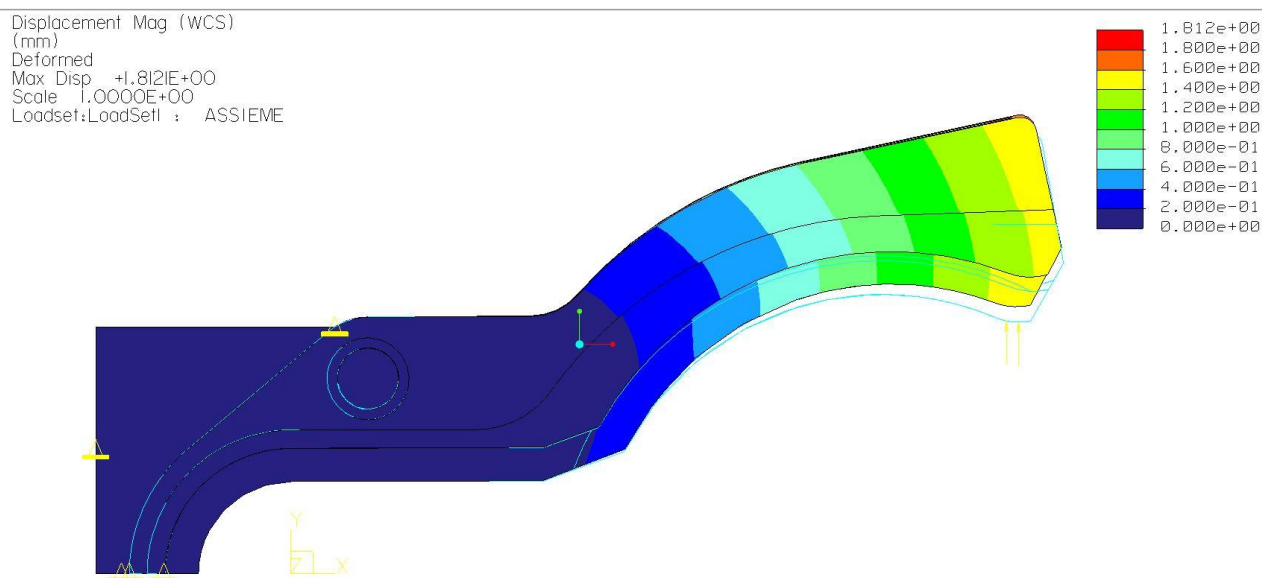



Fig. 5-44: spostamenti indotti ottenuti dall'analisi FEM

Dalla simulazione risulta interessante ricavare le pressioni di contatto con le superfici in alluminio, non solo per valutarne l'entità ma anche per verificare che il comportamento della pinza sia plausibile. Si nota come effettivamente le pressioni si scarichino prevalentemente in prossimità del raccordo di invito della sede del cono, ovvero nella zona ipotizzata inizialmente a contatto, con dei valori di circa 33,16 MPa. Inoltre anche i perni di fissaggio reagiscono per annullare la deformazione indotta della pinza.

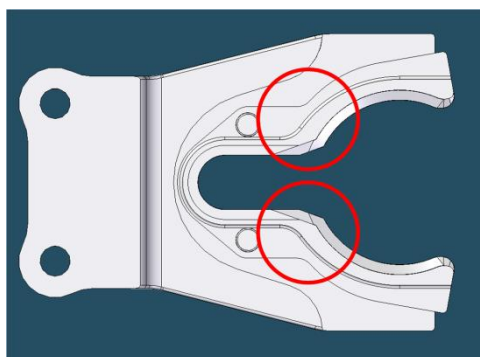



Fig. 5-45: zone di massima concentrazione delle pressioni di contatto

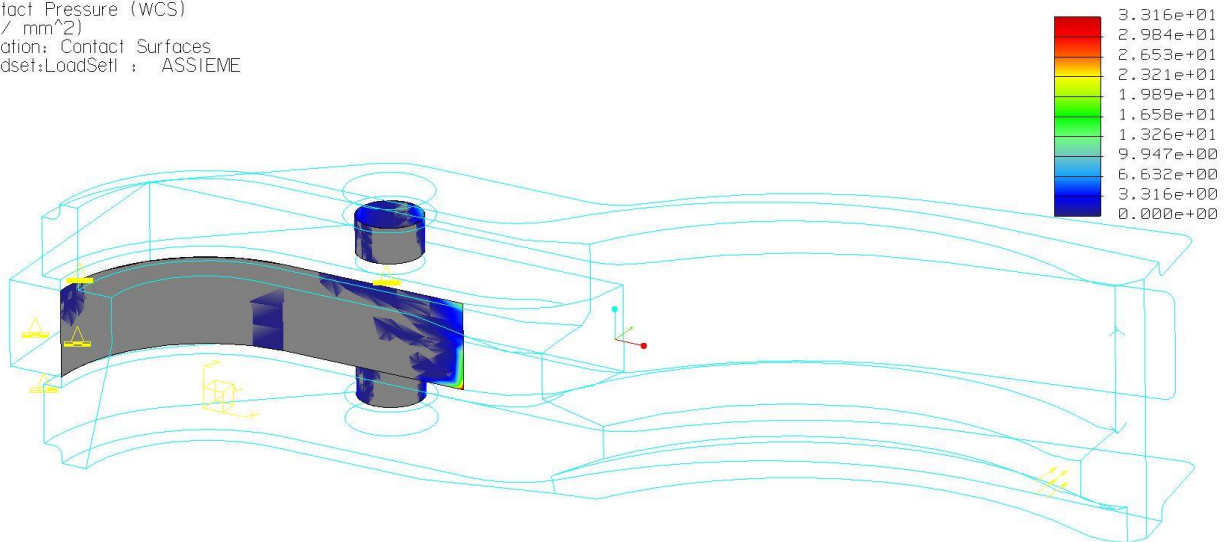



Fig. 5-46: andamento delle pressioni sulle superfici di contatto

Ricordiamo che i risultati finora ottenuti sono relativi ai 100 N presi come test. Per avere una valutazione delle sollecitazioni che si generano con l'apertura completa della pinza, ci basiamo sulla linearità del comportamento del sistema. Con una forza di 100 N otteniamo uno spostamento di 1,53 mm, mentre lo spostamento necessario all'estrazione dell'utensile si otterrà dal diametro del cono d'attacco.

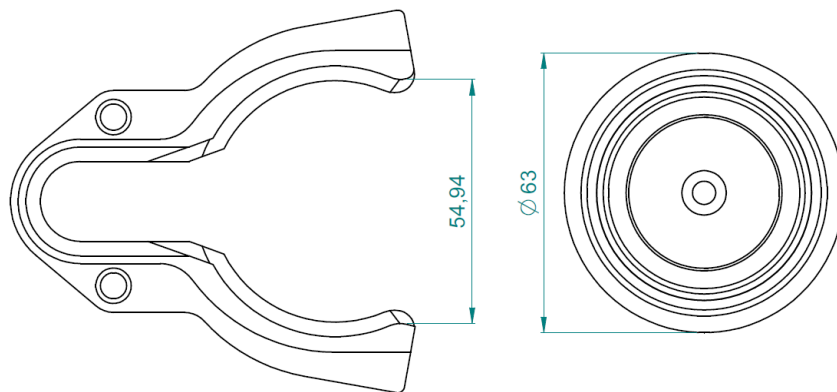



Fig. 5-47: dimensioni relative

Lo spostamento che ci interesserà sarà pari a:

$$\Delta S_{apertura} = \frac{63 - 54{,}94}{2} = 4{,}03\ mm$$

Ricaviamo ora il rapporto tra questo spostamento e lo spostamento ottenuto con un carico da 100 N:

$$r_{incremento} = \frac{4{,}03}{1{,}53} = 2{,}63$$

Moltiplicando i valori ottenuti dalla simulazione test per questo rapporto otterremo i valori di spostamenti e sollecitazioni per l'estrazione.

L'analisi ha dato come risultati anche la distribuzione delle tensioni equivalenti secondo la teoria di Von Mises:

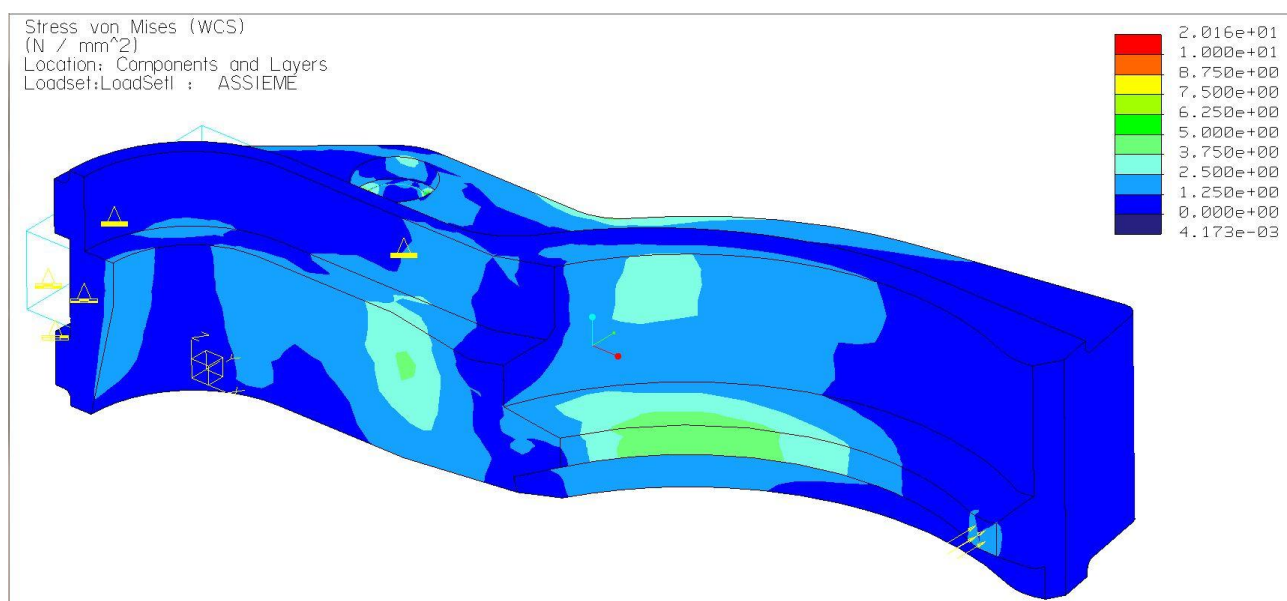



Fig. 5-48: andamento della tensione equivalente (1)

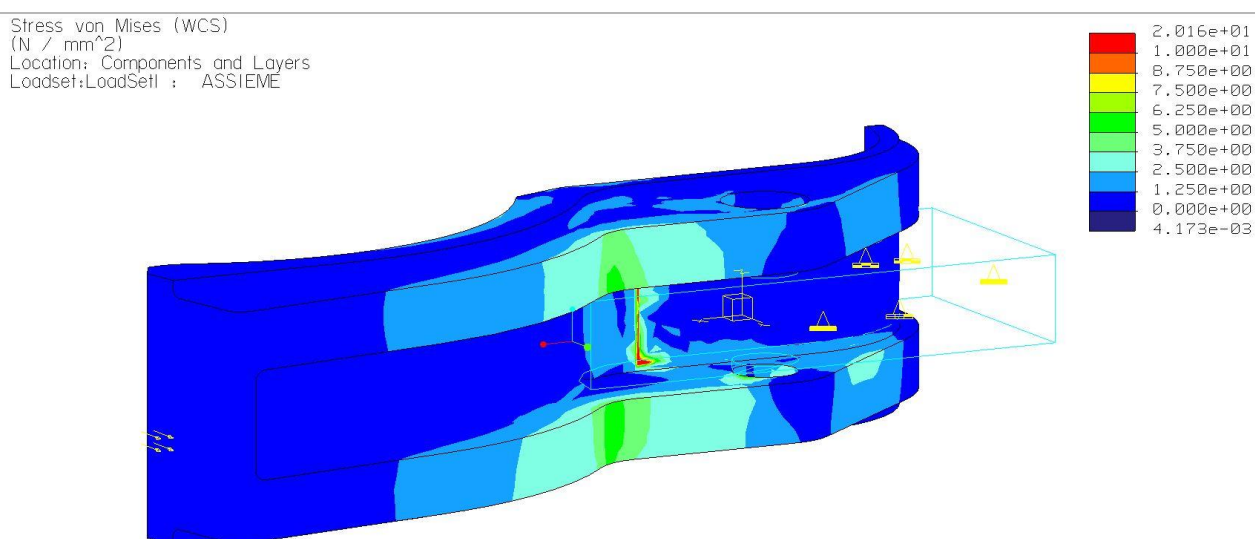



Fig. 5-49: andamento della tensione equivalente (2)

Notiamo come la zona più sollecitata risulta essere sempre quella a contatto con il corpo in alluminio, il cui raccordo si comporta come fulcro dell'effetto leva sul braccio della pinza. Ancora più significative possono essere gli andamenti delle tensioni sulle le sezioni in corrispondenza del piano di simmetria, del perno e del raggio di curvatura.

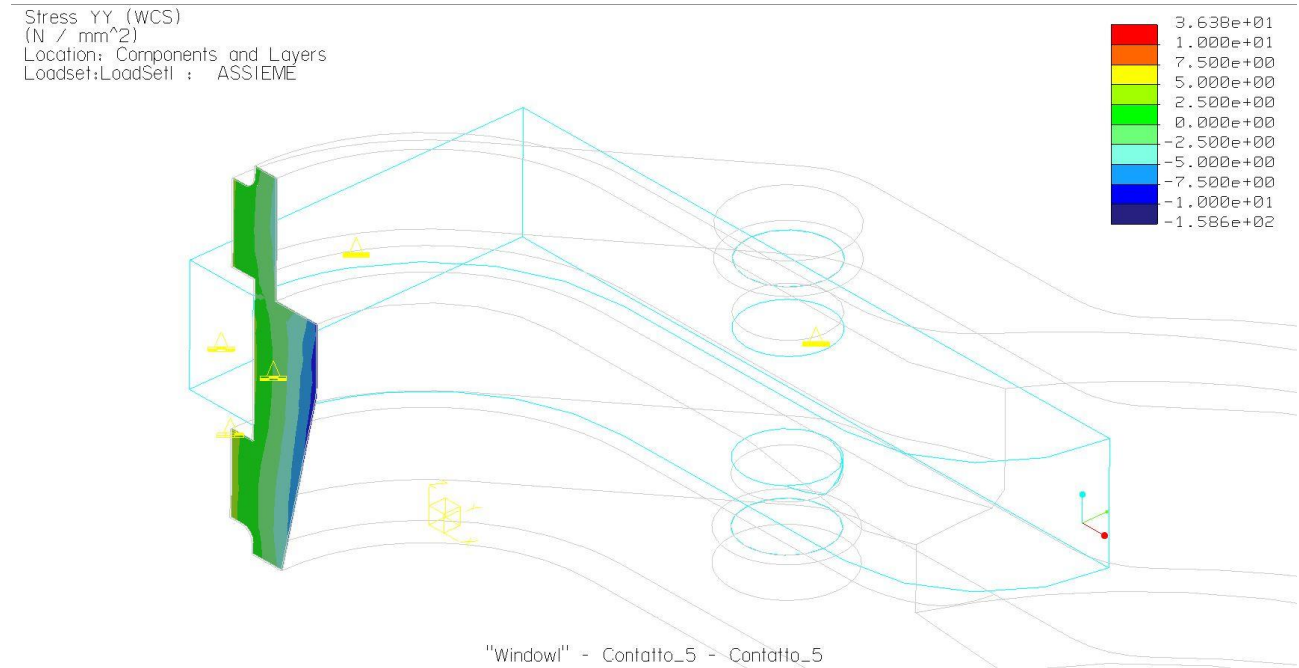



Fig. 5-50: andamento delle tensioni σ_{yy} nella sezione di simmetria

In questa sezione notiamo un comportamento opposto a quello della singola pinza, ovvero un forte stato di compressione nella zona interna e un più debole stato di trazione nella zona esterna.

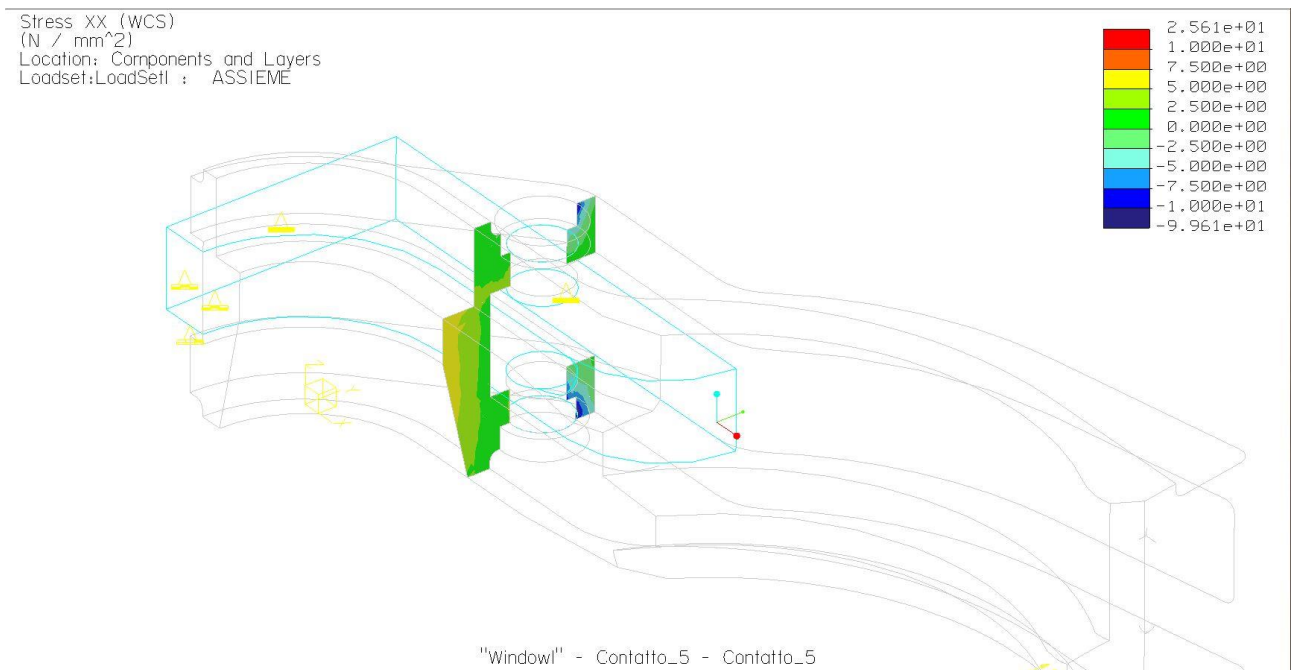



Fig. 5-51: andamento delle tensioni σ_{xx} in corrispondenza del perno

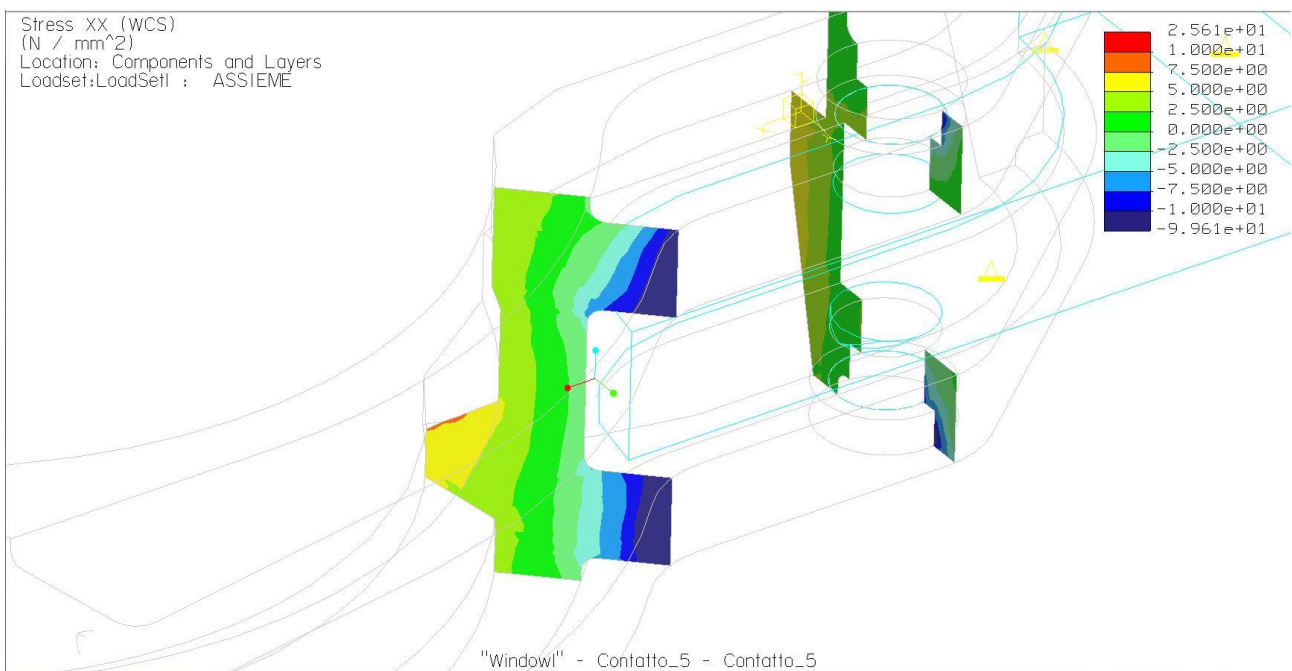



Fig. 5-52: andamento delle tensioni σ_{xx} in corrispondenza del cono

La sezione in corrispondenza del raccordo risulta essere equamente divisa in una zona in trazione e una in compressione.

SIMULAZIONE DELL'EFFETTO CAVATAPPI

Come accennato inizialmente, il limite di Pro Mechanica è quello di non essere un risolutore a grandi spostamenti. Perciò non sarà possibile simulare direttamente l'interazione tra cono e pinza in fase di inserimento/estrazione. Tuttavia ciò non è strettamente necessario, in quanto per ottenere dei risultati interessanti saranno sufficienti delle valutazioni sul comportamento del cono in sede, ovvero per piccoli spostamenti. Si è provveduto a simulare direttamente l'effetto cavatappi tramite l'applicazione di una coppia di forze sul cono. Per avere un qualche riscontro con i dati finora ottenuti si è optato di prendere come valore delle forze quello necessario a creare un momento di $10\ Nm$, ovvero simile a quello ricavato dalle prove sperimentali e necessario ad ottenere un abbassamento del bordo posteriore del cono di $2\ mm$ (ricordiamo che è pari a $10{,}802\ Nm$). Il modello calibrato e validato precedentemente è stato aggiornato con l'inserimento del cono (come già detto anch'esso semplificato), mantenendo gli stessi vincoli tra gli elementi posti in origine. L'unico vincolo aggiunto è stato quello di contatto tra le superfici coniche della pinza e dell'utensile. Per ottenere il momento di $10\ Nm$ sono state applicate al diametro interno del cono di $45\ mm$, due forze uguali e opposte di $222\ N$.

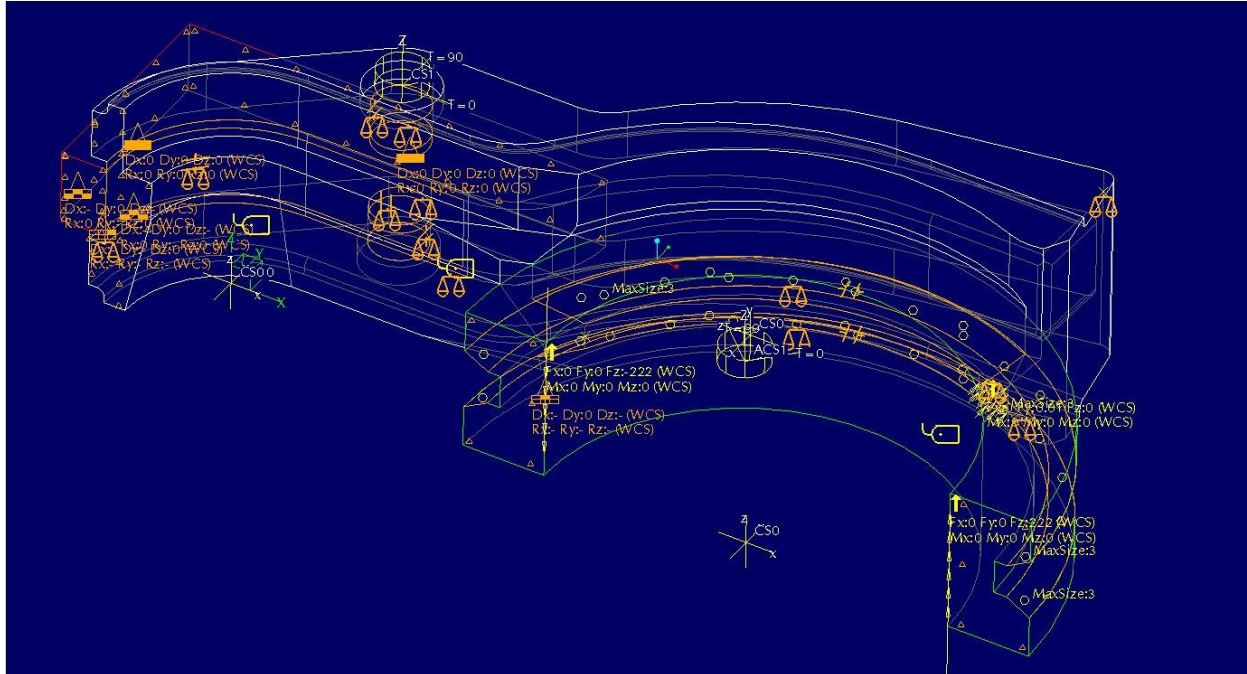



Fig. 5-53: modello di simulazione dell'effetto cavatappi, con vincoli sulle superfici coniche e la coppia di forze

Prima di procedere con l'analisi è stato necessario raffinare la MESH del modello sulle superfici di contatto. Questo perché il software, andando a risolvere la matrice di rigidezza del sistema, ottiene i valori di spostamento, dai quali, derivando, ricava anche i valori di tensione

e pressione. Per ottenere dei risultati di quest'ultimi validi, è necessario prima di tutto avere dei valori di spostamento precisi, cosa che si può fare proprio tramite una MESH meno grezza. Di conseguenza sulle superfici di contatto è stato impostato un valore massimo degli elementi finiti di 3 mm.

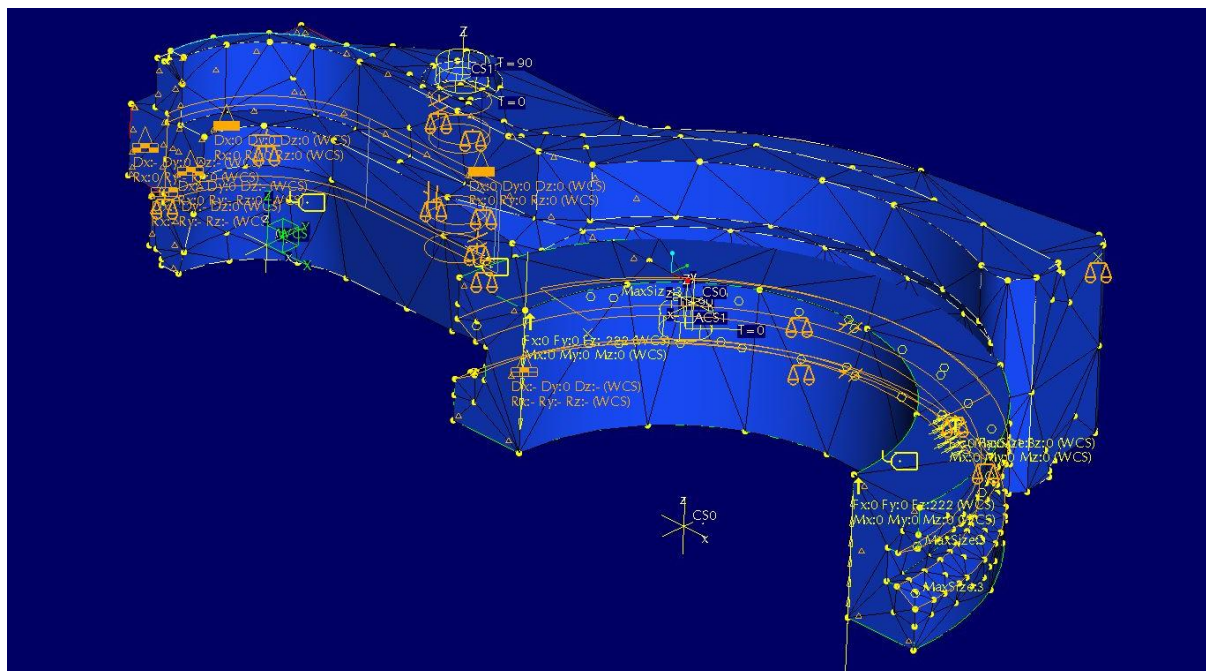



Fig. 5-54: MESH raffinata a elementi di dimensioni massime di 3 mm

Lanciando la simulazione sono stati ricavati i valori di spostamento e di pressione di contatto che saranno utilizzati poi come confronto con quelli del gruppo afferraggio modificato.

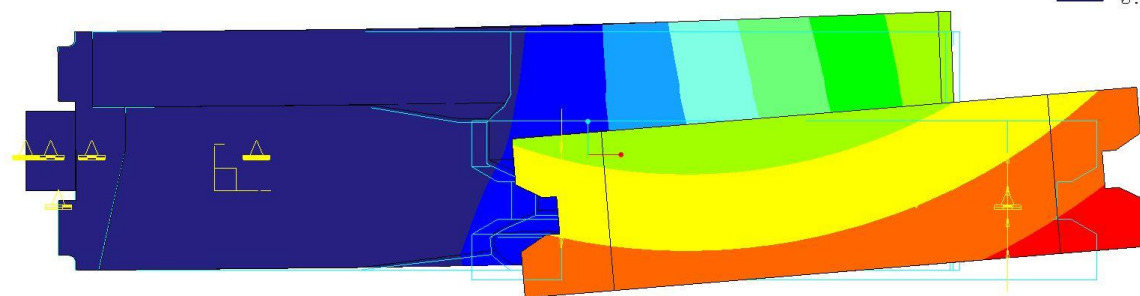
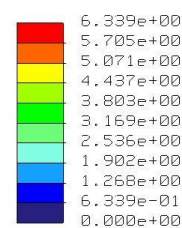



Fig. 5-55: spostamenti causati dalla coppia di forze

Possiamo notare innanzitutto l'effettivo riscontro tra i valori di abbassamento della zona posteriore del cono delle prove sperimentali e della simulazione FEM, risultato che convalida il modello anche in queste condizioni. Inoltre notiamo lo spostamento verso l'alto di ben 6 mm: tale valore è chiaramente molto elevato e ci permette di comprendere come l'utensile sia già in condizioni molto instabili.

Analizziamo ora i valori di pressione di contatto, sia per valutare come la pinza vada a reagire alle dinamiche del cono sia per comprendere come e dove si va ad usurare. Le immagini seguenti mostrano la distribuzione delle pressioni sulle superfici coniche superiore ed inferiore.

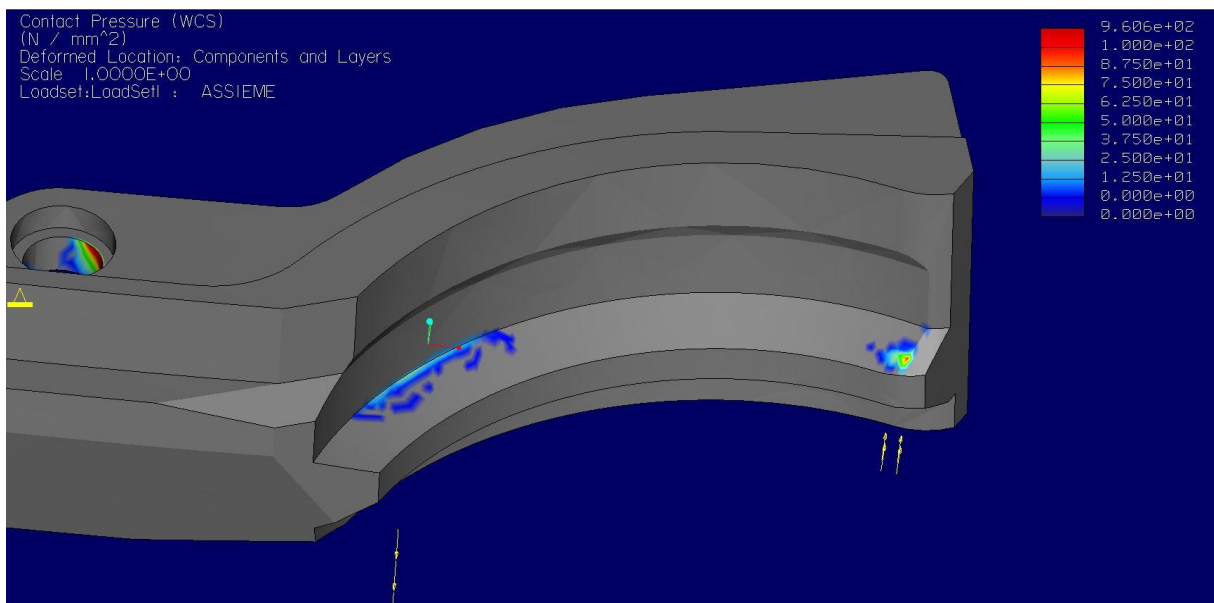



Fig. 5-56: distribuzione delle pressioni di contatto sulla superficie conica superiore

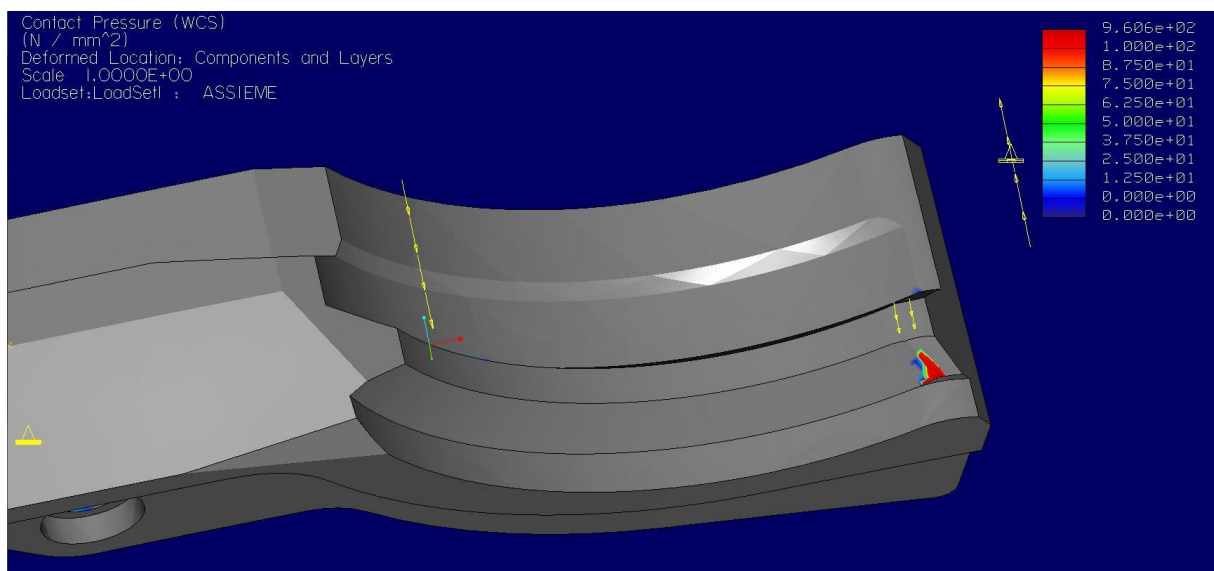



Fig. 5-57:distribuzione delle pressioni di contatto sulla superficie conica inferiore

Il momento applicato viene bilanciato tramite il contatto concentrato nelle tre zone visualizzate. In particolare possiamo notare un picco di pressione nella zona d'invito del cono nella superficie inferiore: questo picco è la causa dell'usura riscontrata sulle pinze e che costringe la sostituzione delle stesse dopo un certo numero di cicli. La presenza di pressioni di contatto anche sulla superficie superiore dell'invito è data dalla torsione della pinza indotta dalle forze e che fa tendere la sezione inferiore a richiudersi.

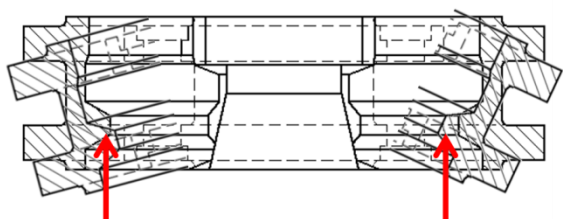



Fig. 5-58: fenomeno di torsione della pinza

Fig. 5-59: usura data dal picco di pressione

5.3. MODIFICHE MIGLIORATIVE

Ora che sia l'attuale gruppo di afferraggio sia le dinamiche degli utensili all'interno della pinza sono stati completamente caratterizzati, è necessario andare ad ideare delle modifiche atte ad incrementare le prestazioni di tenuta degli utensili in curvatura. Ciò che è necessario è ottenere tale incremento prestazionale senza andare a stravolgere il progetto non solo del magazzino, ma anche del solo gruppo afferraggio. Infatti il modulo pinza è storicamente utilizzato da SCM in tutti i suoi magazzini, diventando così il sistema standard di afferraggio cono. Rivoluzionando il sistema si renderebbe necessario intervenire su intere famiglie di macchine, il che comporterebbe un impiego massiccio di risorse, incompatibile con le direttive iniziali di progetto. La problematica dell'effetto cavatappi, come visto, consiste nella rotazione del cono d'attacco utensile all'interno della pinza. Questa rotazione indesiderata è a sua volta permessa dal comportamento eccessivamente cedevole della pinza: le forze inerziali del cono si scaricano sulle superfici coniche della pinza, che essendo inclinate, generano una componente diretta radialmente alla pinza che la vanno a deformare allargandola. Da qui la rotazione e il rischio di caduta dell'utensile. Una prima ipotesi operativa potrebbe essere quella di incrementare la rigidezza della pinza, andando a limitarne la deformazione. Si potrebbe pensare quindi ad una struttura più robusta o all'impiego di un materiale meno cedevole. Tuttavia entrambe le strade non possono essere percorse in quanto una rigidezza maggiore comporterebbe l'applicazione di una forza maggiore da parte dell'elettromandrino in fase di cambio utensile. Ciò innescherebbe una serie di modifiche e verifiche sull'intero sistema di cambio utensile e relativa gestione di tutti i centri di lavoro su cui vengono montati questi magazzini.

La strada percorribile è quella di andare a limitare le pressioni di contatto sulle superfici coniche, in quanto sono queste a generare le sollecitazioni che "aprono la pinza": per assurdo è la strada percorsa fin ora, in quanto questa riduzione è stata effettuata riducendo la velocità di rotazione del magazzino e di conseguenza delle azioni inerziali. Operativamente si può pensare ad una soluzione in cui le pressioni si scaricano più uniformemente e soprattutto su superfici che non generino delle componenti di forze radiali. Non potendo intervenire sulle superfici cilindriche incliniate del cono e della pinza, essendo il loro profilo normato, si può solo introdurre delle nuove superfici su cui scaricare le tensioni. Da qui l'idea di generare un *"bordino"* integrato con la pinza, che aiuti le superfici inclinate a "sorreggere" inferiormente il cono e a bloccarne la rotazione. Se dimensionata e realizzata correttamente, questa appendice

dovrebbe essere in grado di limitare gli spostamenti dell’utensile, combinando l’azione della ridistribuzione delle pressioni sgravando conseguentemente la sede del cono e dell’incremento di rigidità dato dall’aumento della sezione resistente della pinza. Inoltre, essendo un’integrazione della pinza originale che non necessita di alcuna modifica aggiuntiva, permette di mantenere inalterato il resto del magazzino: in caso di un riscontro positivo, si andrà semplicemente a modificare lo stampo di produzione e si sostituiranno le pinze originali con quelle modificate. In questa maniera si dovrebbero limitare eventuali problemi dati dalla modifica del progetto, che ricordiamo essere attualmente perfettamente funzionante, seppur non ottimizzato.

In primo luogo è stato realizzato al cad questo bordino, secondo un dimensionamento di massima. È stato convenuto di realizzarlo con uno spessore di $2\,mm$, con una sezione distanziale con profilo uguale a quello originale di $1\,mm$ per permettere il contatto con il cono. Nella sezione frontale è stato creato un profilo smussato che svolga la funzione di invito per l’inserimento del cono, per evitare danneggiamenti dati da possibili urti o piccoli errori di allineamento.

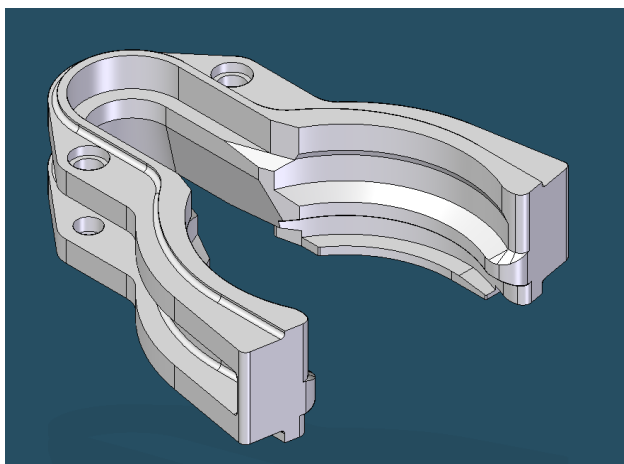



Fig. 5-60: modello CAD della pinza con "bordino" (1)

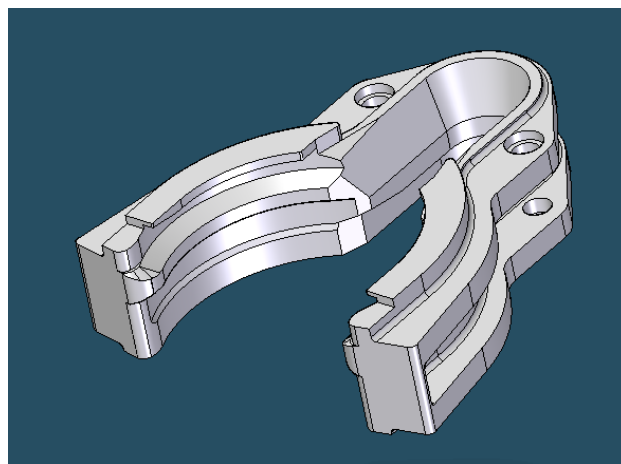
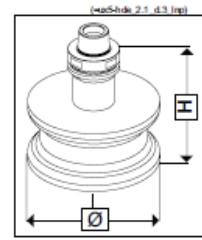



Fig. 5-61: modello CAD della pinza con "bordino" (2)

Bisogna però verificare che questa integrazione sia compatibile con gli utensili in uso, ovvero che sia presente lo spazio necessario per il suo inserimento. Ci si può riferire al manuale uso e manutenzione dato in dotazione alla macchina:

D.3 Massime dimensioni utensili

È vietato utilizzare utensili con dimensioni non compatibili.

Per la scelta dell'utensilie verificare anche che il peso sia compatibile con la portata del magazzino utensili e che la velocità di rotazione sia supportata dalle caratteristiche del mandrino (Vedere i capitoli "Caratteristiche tecniche" dei gruppi operatori).

D.3.1 Massime dimensioni utensili con eletttromandrino "PRISMA K"

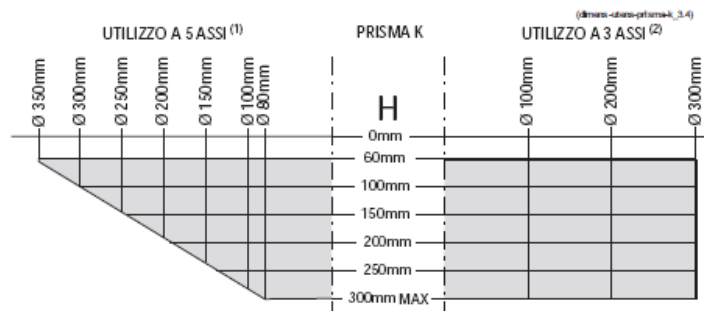



Fig. 5-62: direttiva ingombri utensili estrapolata dal manuale di uso e manutenzione

Possiamo notare che dal piano superiore del cono alla superficie superiore dell'utensile ci devono essere 60 mm. Sottraendo l'altezza del cono di 26 mm avremo a disposizione uno spazio di 34 mm. Di conseguenza non vi è perfetta compatibilità di tale modifica con gli utensili in uso.

5.3.1. VERIFICA SPERIMENTALE

Confermata la fattibilità della modifica, non resta che verificarne l'effettiva funzionalità. A tal scopo si è deciso di eseguire delle prove sperimentali su un modello reale della pinza modificata, ottenuta tramite prototipazione rapida. Il Consorzio di Studi e Ricerche del gruppo SCM dispone di una stampante 3D Dimension BST 768 a tecnologia FDM, ovvero Fused Deposed Modeling. Questa tecnologia costruisce le parti del corpo da modellare strato per strato scaldando del materiale termoplastico fino a uno stato semi-liquido e infine espellendolo in base a percorsi controllati tramite computer. Vengono utilizzati due materiali: il materiale di modellazione, che costituisce il pezzo finito,e il materiale di supporto, che funge da impalcatura. I filamenti di materiale vengono alimentati da appositi alloggiamenti della stampante alla testina di stampa, che si sposta in direzione X e Y, depositando il materiale per completare ogni stato prima che la base mobile si abbassi in direzione Z per iniziare lo strato

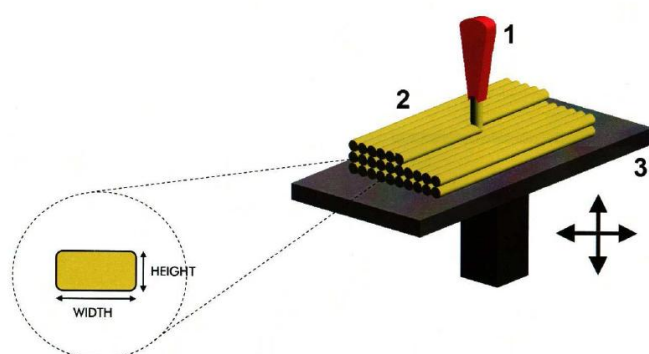
successivo. In particolare, la stampante di SCM deposita con altezze di strato di 0,254 mm o 0,330 mm e larghezza doppia rispetto a tali valori, ovvero 0,508 mm e 0,660 mm.

1. Ugello mobile in X e Y
2. Materiale depositato
3. Piano mobile in Z

Fig. 5-63: schema funzionamento FDM

Il materiale di modellazione utilizzato è l'ABS Plus (in appendice i dettagli tecnici) e la stampa è stata impostata per ottenere le migliori caratteristiche meccaniche: si è optato per un riempimento pieno con lo spessore più fine degli strati, cioè 0,254 mm. L'ABS Plus è meno prestante rispetto l'Ertalon 66-GF30, perciò ogni valutazione sul modello prototipato dovrà essere analizzata attentamente prima di dedurne qualsiasi risultato. In particolare non avrebbe senso confrontare direttamente il comportamento della pinza senza bordo integrato in Ertalon con quello della pinza modificata in ABS. Perciò è stata realizzata una stampa tridimensionale anche della pinza originale. In questa maniera un confronto tra le due versioni risulterà essere molto più significativo.

Fig. 5-64: dettaglio del processo di FDM e materiale d'apporto

Fig. 5-65: modello prototipato della pinza modificata

Fig. 5-66: dettaglio del bordino

Per verificare l'effettiva efficacia del bordo integrato, si è deciso di confrontare l'apertura delle due pinze sotto l'azione dello stesso momento. Infatti l'appendice è stata introdotta per ridistribuire su una zona più ampia le pressioni generate dalle azioni centrifughe dell'utensile. In questa maniera le superfici della sede del cono, che a causa della loro inclinazione generano una componente di forza sul piano della pinza che tendono ad aprirla, dovrebbero essere meno sollecitate, con una conseguente riduzione del valore di apertura.

Le prove sono state impostate seguendo le linee guida di quelle eseguite per la verifica del modello FEM ed esposte nel paragrafo precedente. In pratica si è installato sul corpo in alluminio fissato sul banco di lavoro, le pinze in ABS. Una volta inserito in sede il cono, con il dinamometro si è imposta una forza sullo stelo ad una distanza di 250 mm dal piano della pinza. Il valore della forza è stato progressivamente incrementato con passo di 5 N partendo da un valore iniziale di $10\ N$ fino a $100\ N$. L'apertura della pinza è stata rilevata con un comparatore posizionato all'estremo del braccio della stessa.

Fig. 5-67: strumentazione utilizzata

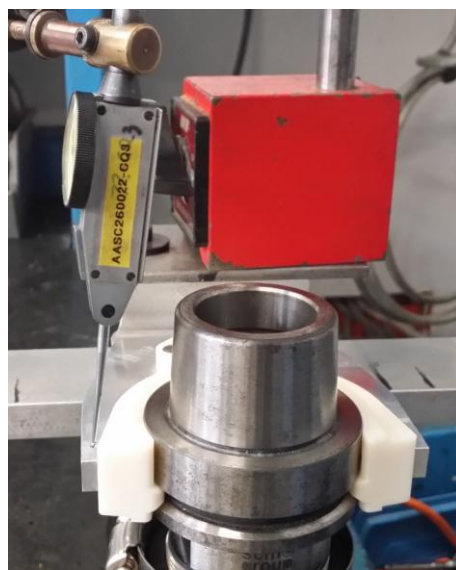



Fig. 5-68: dettaglio della strumentazione utilizzata

I risultati delle prove sono riportate nella tabella seguente:

Forza[N]	Apertura [mm]	
	Standard	Modificata
10	0,01	0,02
15	0,015	0,03
20	0,035	0,05
25	0,07	0,09
30	0,1	0,13
35	0,14	0,17
40	0,16	0,18
45	0,225	0,25
50	0,25	0,27
55	0,28	0,30
60	0,33	0,36
65	0,36	0,39
70	0,4	0,43
75	0,43	0,46
80	0,45	0,48
85	0,47	0,53
90	0,495	0,55
95	0,53	0,57
100	0,57	0,62

Tabella 5-12: rilevazioni sperimentali rigidezza dei sistemi

Graficando i risultati abbiamo:

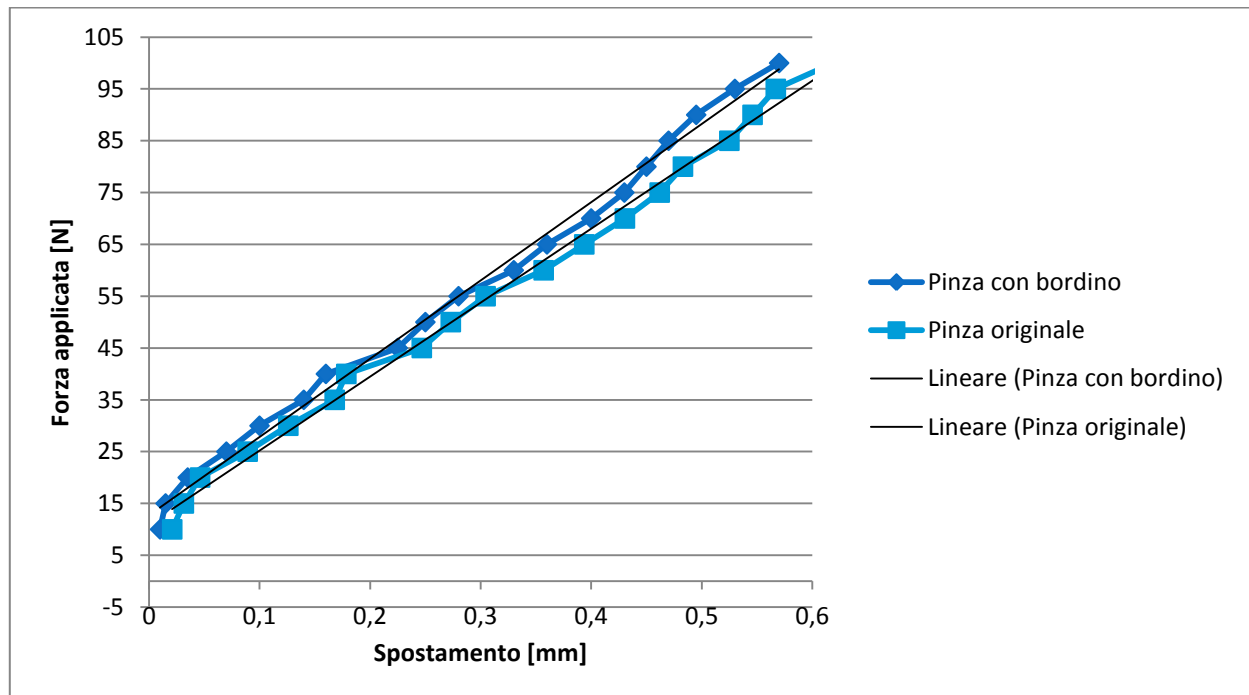



Fig. 5-69: rigidezze rilevate sperimentalmente dei sistemi pinza

Ricavando le inclinazioni medie delle curve, possiamo ottenere un valore di rigidità dei sistemi originale e modificato:

$$Rigidezza\ all'apertura\ sistema\ standard = 229{,}55\ \ N/mm$$

$$Rigidezza\ all'apertura\ sistema\ modificato = 312{,}21\ \ N/mm$$

Possiamo così affermare che il bordino va effettivamente ad incrementare la rigidità del sistema, garantendo delle migliori prestazioni in tenuta.

Per completare l'opera, sarebbe opportuno confrontare il materiale di prototipazione con il Nylon caricato con fibre di vetro. In particolare può risultare utile un confronto sull'attrito offerto. Infatti, all'inserimento del cono nella pinza in ABS Plus, si è notata una resistenza maggiore nella rotazione all'interno della sede. Questo effetto può essere ricondotto a:

- Peggiore finitura superficiale;
- Coefficiente d'attrito maggiore.

Già ad occhio nudo si possono notare i singoli piani di deposito del materiale di modellazione, il che chiaramente è causa di una resistenza più elevata.

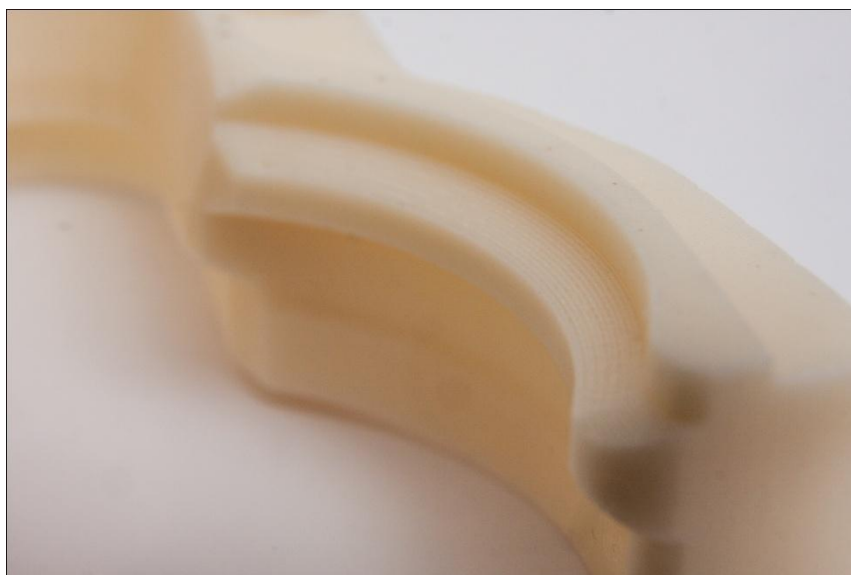



Fig. 5-70: dettaglio degli strati successivi di materiali depositato in fase di stampa tridimensionale

Per ottenere dei valori dei coefficienti d'attrito calibrati per i materiali effettivamente utilizzati, sono state preparate ulteriori prove sperimentali su un piano inclinato. In primo luogo sono state prese due pinze, una in Ertalon l'atra in ABS Plus, ed è stata spianata la loro superficie superiore: in questa maniera, essendo geometricamente uguali, si otteneva la stessa superficie di contatto. Il piano su cui si è fatto scorrere le pinze per valutare l'attrito era in ghisa, e veniva inclinato tramite un cavalletto alzabile tramite meccanismo a vite. Sono state

posizionate le pinze su questo piano caricate con una massa pesata precedentemente. Il piano è stato progressivamente alzato fino a all'altezza necessaria a provocare lo slittamento delle pinze. Da questa altezza, misurata con un calibro digitale, è stato così possibile ottenere il valore del coefficiente d'attrito.

- Peso: 5,439 kg
- Peso pinza Ertalon: 0,043 kg
- Peso pinza ABS: 0,032 Kg
- Quota X di riferimento: 90 mm

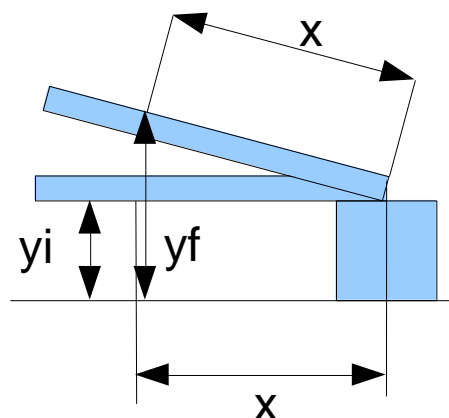



Fig. 5-71: schema del piano inclinato

Sottraendo la quota d'altezza iniziale a quella a cui si rileva lo slittamento, si ottiene il secondo cateto (il primo era la quota X) con cui ricavare l'angolo d'inclinazione del piano.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{y_f - y_i}{x}$$

Da qui il calcolo delle reazioni sul piano:

$$N = M_{sistema} \cdot g \cdot \cos\alpha = (m_{peso} + m_{pinza}) \cdot g \cdot \cos\alpha$$

$$T = M_{sistema} \cdot g \cdot \sin\alpha = (m_{peso} + m_{pinza}) \cdot g \cdot \sin\alpha$$

$$f = \frac{T}{N}$$

	Rilevazione	**y_i**	**y_f**	**Δy**	**f**
Ertalon	**1**	85,61	111,55	25,94	**0,30**
	2	85,60	112,22	26,62	**0,31**
	3	85,61	112,86	27,25	**0,32**

Tabella 5-13: rilevazioni del piano inclinato per la pinza in Ertalon

$$\boldsymbol{f_{Ertalon\ medio} = 0,31}$$

	Rilevazione	y_i	y_f	Δy	F
ABS	1	85,59	120,57	34,98	**0,42**
	2	85,59	116,57	30,98	**0,37**
	3	85,58	117,01	31,43	**0,37**

Tabella 5-14: rilevazioni del piano inclinato per la pinza in ABS Plus

$$f_{ABS\ medio} = 0,39$$

Da questi risultati possiamo capire come effettivamente il comportamento del cono nella pinza di prototipazione sia influenzato dalla resistenza maggiore offerta da questo materiale rispetto al classico Nylon. Questo non priverà di validità le prove effettuate con le pinze in ABS, proprio perché sono state eseguite con lo stesso materiale.

5.3.2. VERIFICA FEM

Un'ulteriore verifica sulla bontà della modifica apportata la si può ottenere dall'analisi FEM. In questo caso possiamo operare con lo stesso metodo utilizzato per la simulazione dell'effetto cavatappi nella pinza originale. Costruiamo un modello uguale a quello precedentemente descritto sostituendo la pinza non modificata con quella con il bordo integrato. La tipologia e il posizionamento dei vincoli, delle forze e delle simmetrie così come il profilo che modella il corpo in alluminio rimangono inalterati, seguendo le ipotesi e le direttive già descritte. Con questa continuità di procedimento si garantisce la possibilità di confrontare direttamente i risultati ottenuti.

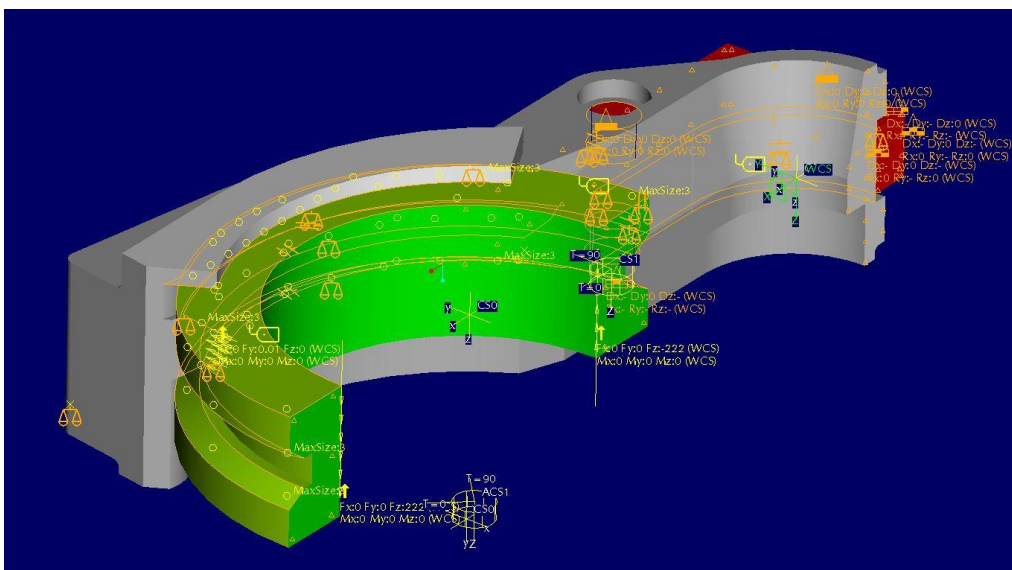



Fig. 5-72: modello con bordino vincolato e caricato

A questo punto per convalidare l'effettiva efficacia dell'appendice possiamo confrontare i valori di spostamento del sistema causati dall'applicazione della coppie di forze e successivamente valutare la distribuzione delle pressioni di contatto. Si sottolinea che nelle immagini seguenti estrapolate direttamente dai risultati delle simulazioni, sono state usate le stesse scale in modo da permettere una facile lettura delle stesse.

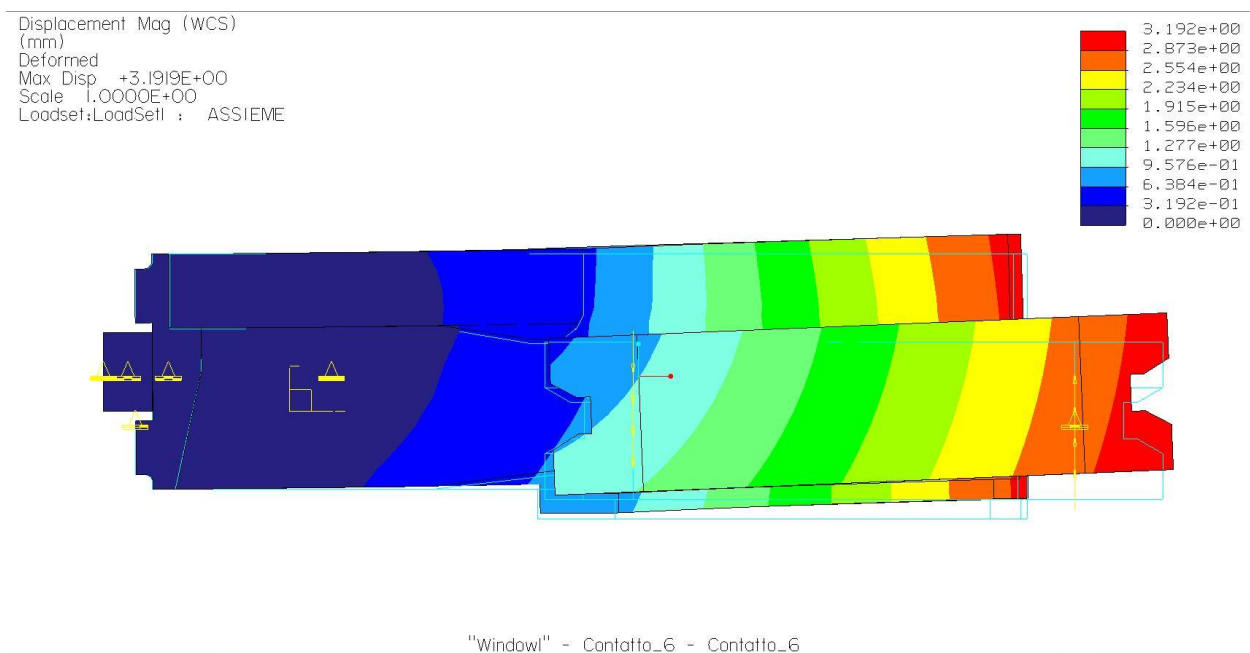



Fig. 5-73: simulazione degli spostamenti del modello modificato con bordo integrato

Innanzitutto possiamo notare come il bordo posteriore del cono, ovvero quello preso come riferimento nelle prove sperimentali, si sposta verso il basso in maniera nettamente minore: rispetto ai circa 2 mm della pinza originale, si ha uno spostamento di circa soli 0,3 mm. Questo proprio grazie all'ostacolo fornito tramite il bordo integrato. Inoltre, dato ancora più significativo, possiamo notare una riduzione considerevole dell'innalzamento della parte frontale del cono, passando dai 6,339 mm iniziali ai soli 3,192 mm, ovvero una riduzione di circa il 50%. Bisogna ora capire come questi ottimi risultati sono stati ottenuti e per farlo passiamo ad analizzare la distribuzione delle pressioni sulle superfici di contatto.

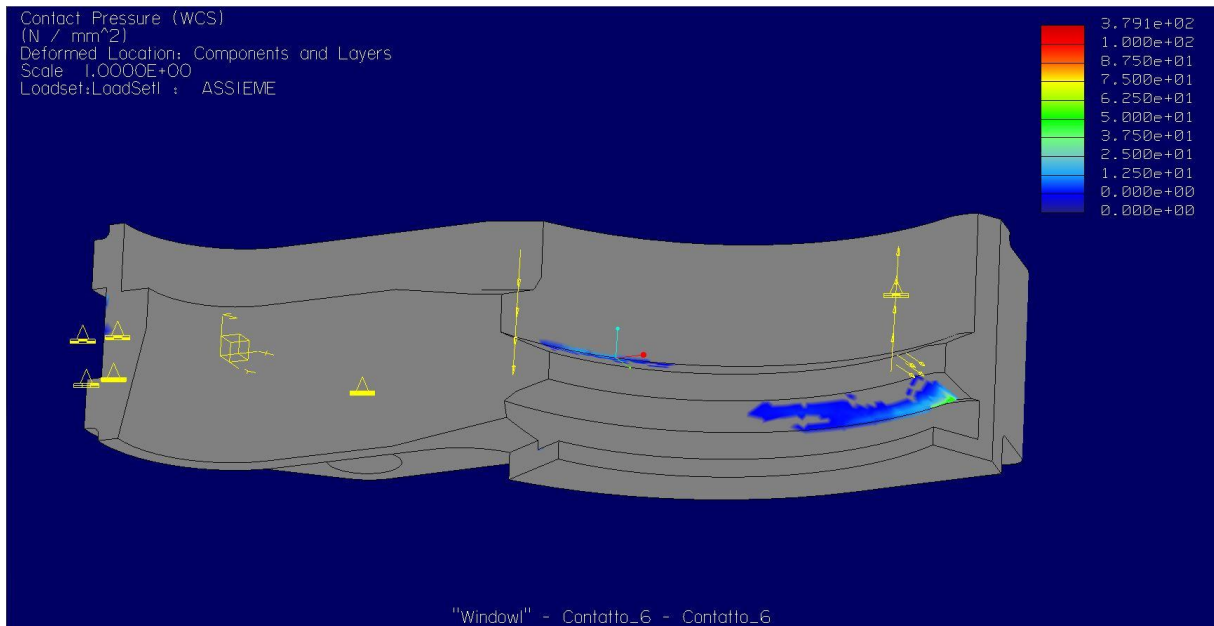



Fig. 5-74: andamento delle pressioni di contatto sulla pinza modificata (1)

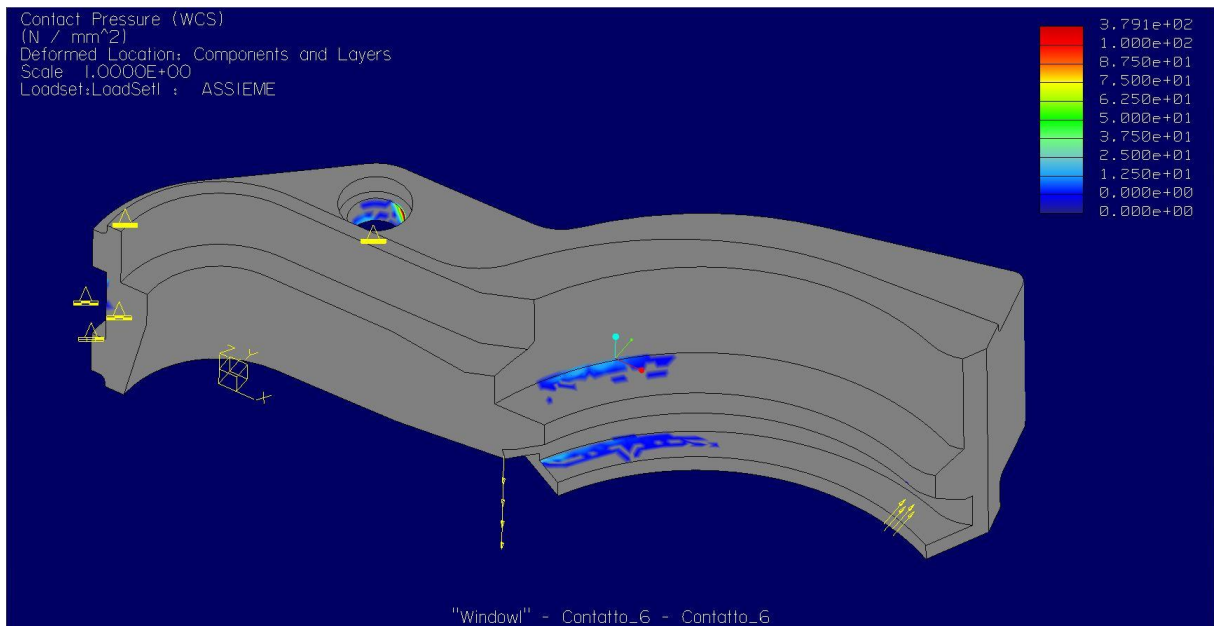



Fig. 5-75: andamento delle pressioni di contatto sulla pinza modificata (2)

Notiamo immediatamente l'assenza del picco di pressione in prossimità del bordo inferiore d'ingresso del cono, il che ridurrà se non escluderà completamente l'usura superficiale in quella zona. È evidente inoltre una distribuzione delle pressioni più concentrata e più prevedibile: infatti nella rotazione del cono, questo va a reagire contro la superficie inferiore della zona d'ingresso e va a puntare sia sulla superficie superiore della sede posteriore sia

dallo stesso bordino. Si può comprendere quindi come l'effetto di torsione della pinza sia annullato, donandole un comportamento più rigido e solidale. In conclusione, il bordino va ad introdurre tutti gli aspetti desiderati: da una parte scarica le superfici coniche della pinza riducendone la tendenza ad aprirsi, dall'altra distribuisce più uniformante le pressioni di contatto riducendo il fenomeno di usura delle superfici.

Dobbiamo tuttavia verificare che il bordo integrato riesca a sostenere tali pressioni. Dall'analisi delle tensioni possiamo notare come la ridistribuzione delle tensioni sia tale da non sollecitare eccessivamente nessuna particolare zona, specialmente lo stesso bordino. Più specificatamente, dal confronto tra gli stati tensionali delle due versioni delle pinze, si denota un'alta sollecitazione della sede conica, causa degli intagli che si producono sulla pinza originale. Tale picco invece non è presente nella versione modificata.

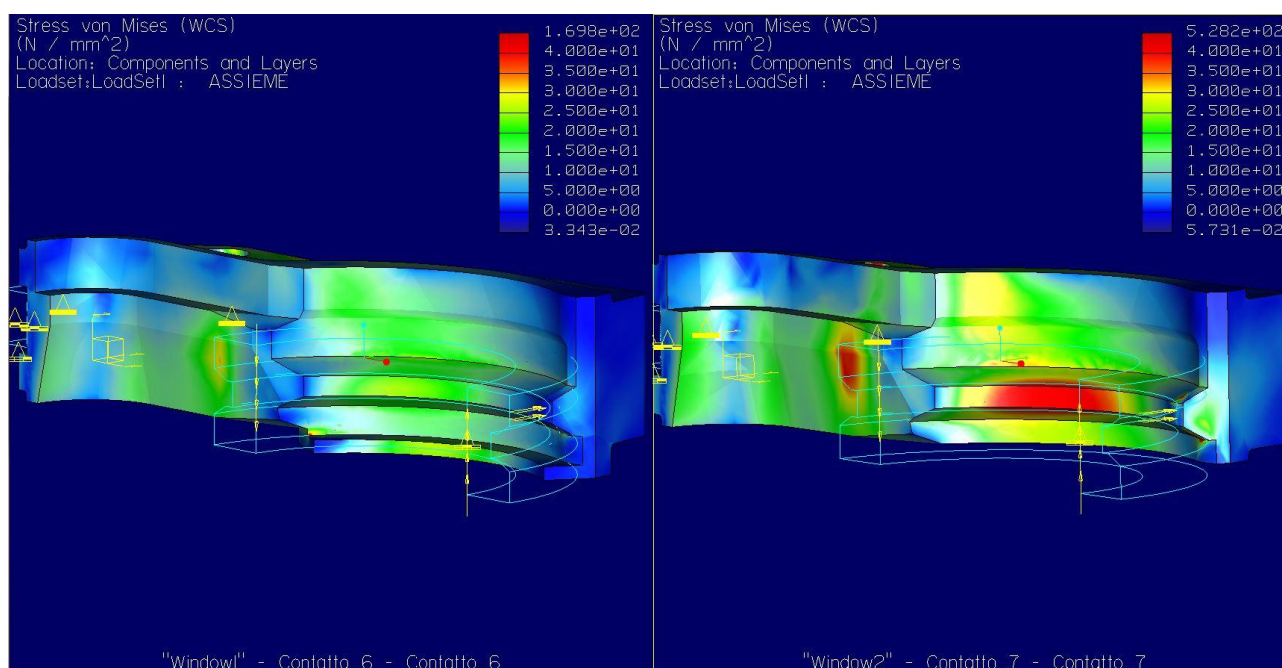



Fig. 5-76: andamento delle tensioni sulla pinza modificata

Fig. 5-77: intagli generati per usura sulle superfici coniche della sede del cono

Infine come ultima verifica dobbiamo considerare la tenuta a fatica. Ogni pinza del magazzino sarà soggetta a diversi cicli di estrazione/inserimento cono nell'arco della sua vita. Possiamo prendere come vita utile 10 anni di funzionamento. Rimane da valutare il numero di cicli da svolgere in questo intervallo di tempo. A tal scopo ci si può basare sui valori di produttività dei centri di lavoro su cui questo magazzino andrà installato, che è di circa 20 $finestre/ora$. Considerando un turno di lavoro da 8 ore, in cui la macchina va a lavorare effettivamente per 7, avremo la produzione di 140 finestre a turno, che in un anno lavorativo di 220 giorni, arriverà a 30800 pezzi all'anno. Banalmente in 10 anni produrrà 308000 finestre. Per valutare il numero di cambi utensile che la pinza dovrà sostenere, dobbiamo considerare che la macchina lavora sempre due pezzi contemporaneamente, di conseguenza questo numero sarà la metà dei pezzi prodotti, ovvero 154000 pezzi/vita. Questo sarà il valore con cui entreremo nel grafico della tensione ultima a fatica.

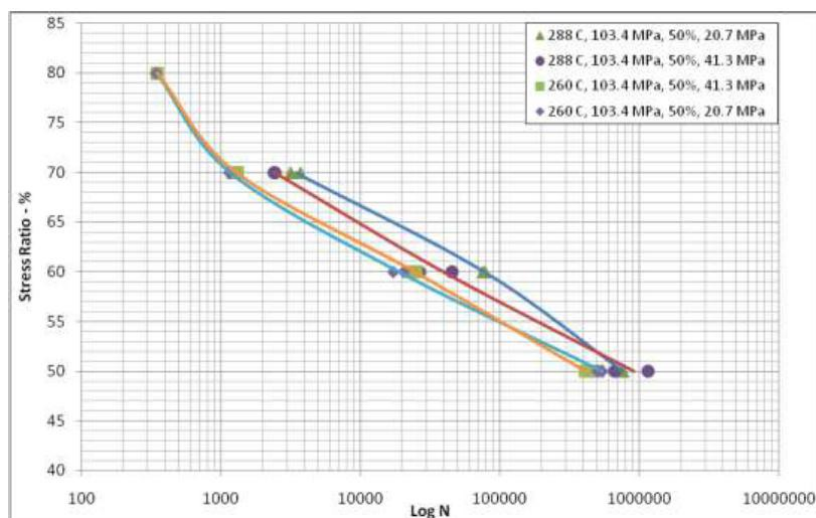



Fig. 5-78: curve di fatica dell'Ertalon 66-GF30

Da questo grafico possiamo notare come il limite sia posto al 53 % della tensione di rottura, che è da catalogo di 75 MPa. Ciò si traduce in un limite a fatica di circa 40 MPa. Confrontando questo valore con i dati ottenuti dalla simulazione, possiamo notare come effettivamente il bordo integrato porti notevoli benefici anche in termini di resistenza a fatica, portando le tensioni a un range di $15 - 25$ MPa.

CAPITOLO SESTO

6. CONCLUSIONI

Con questo elaborato si è voluto presentare una porzione del processo di sviluppo di una nuova macchina utensile, facendo risaltare come in una realtà industriale moderna e all'avanguardia come SCM Group, non si possa più fare a meno della sistematicità e programmabilità offerta da un approccio concettuale preliminare. Alla luce di quanto esposto, possiamo ben comprendere come l'analisi SWOT sia riuscita ottimamente ad individuare fin dal principio la strada migliore da percorrere per lo sviluppo di un singolo modulo dei centri di lavoro CNC, apparentemente meno importante. L'insieme degli aspetti messi in luce da tale analisi ha permesso di stabilire una strategia concentrata sui punti di forza del gruppo: da una parte l'ideazione di un nuovo prodotto ottenuto da una soluzione funzionante attualmente in produzione, dall'altra la pianificazione di un processo di incremento prestazionale che va ad interessare tutti i modelli di magazzini a catena, presenti e futuri.

L'analisi dei bisogni del cliente e delle proposte della concorrenza ha definito al meglio le caratteristiche del nuovo prodotto, il che dovrebbe dare un buon margine di sicurezza sul successo dell'operazione al momento dell'immissione nel mercato. Non è di secondaria importanza l'analisi funzionale dei costi, eseguita come punto di partenza della fase di scalatura. Tale analisi ha dato importanti indicazioni sui possibili sviluppi futuri del progetto, mostrando come la funzione più onerosa sia quella di movimentazione. Ad inizio progetto sono state considerate diverse soluzioni alternative alla catena costituita dalla ripetizione dei moduli base: un esempio per tutti può essere l'eliminazione delle maglie neutre a favore dell'utilizzo di una catena commerciale a cui connettere le pinze, che in tal maniera non contribuiranno più alla funzione di movimentazione ma solo a quella di manipolazione dell'utensile. Questa soluzione è già adottata da alcuni concorrenti e potrebbe essere una valida alternativa. Sempre prendendo spunto dalla concorrenza, per abbassare i costi della movimentazione, si può prevedere l'eliminazione del corpo in alluminio della pinza e ridurla al solo materiale polimerico, eventualmente con un'anima metallica per conferirle maggiore resistenza. Entrambe le idee sono state però scartate per l'eccessivo costo richiesto, preferendo l'adozione di una soluzione meno invasiva sul progetto iniziale.

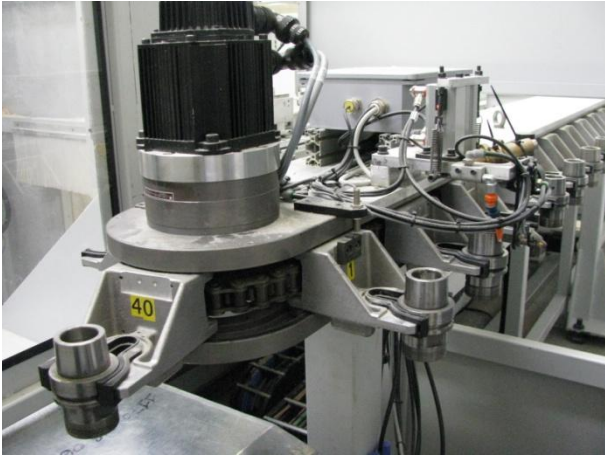



Fig. 6-1: magazzino della concorrenza con catena commerciale

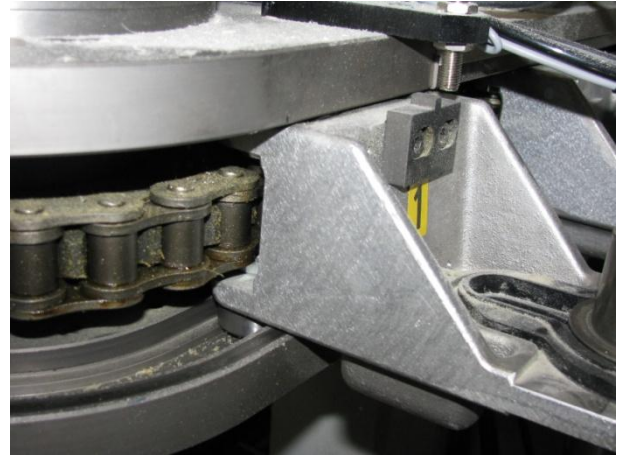



Fig. 6-2: dettaglio della catena commerciale del magazzino della concorrenza

Il processo di "scalatura" rappresenta un ottimo esempio di progettazione rapida e funzionale. Partendo da un progetto pre-esistente, con minimo impiego di risorse, se ne è potuto ottenere sulla carta uno nuovo, prevedendone piuttosto realisticamente costi e prestazioni. Questa rapidità e semplificazione nella progettazione diventa così un vantaggio per l'azienda, permettendo la destinazione delle risorse allo sviluppo di nuove soluzioni all'avanguardia per rimanere sempre leader del mercato. Quest'operazione si è rivelata ancora più importante una volta raggiunto il target di costo prefissato, giustificandola ulteriormente.

Per quanto concerne l'opera di incremento prestazionale, essa ha comportato uno studio preliminare sulla caratterizzazione dello stato dell'arte dell'attuale soluzione che in SCM mancava. Poter avere dei dati scientifici da utilizzare come punto di partenza dello sviluppo, ha permesso di definire l'entità degli interventi da eseguire e fare chiarezza sulla criticità dell'intero sistema. Un procedimento così sistematico porta chiaramente alla soluzione più efficiente del problema. L'integrazione di un bordino potrebbe risultare un'idea banale se non insufficiente ad annullare l'effetto cavatappi. Tuttavia l'analisi delle sollecitazioni, ha permesso di comprendere come esso vada a ridurre le cause di apertura della pinza, ovvero le pressioni di contatto sulle superfici coniche inclinate, sede del cono d'attacco. In più dobbiamo ricordare come sia perfettamente compatibile con ogni modulo del magazzino e con tutti gli utensili per le lavorazioni svolte dai centri di lavoro. Unico aspetto negativo dell'applicazione di questo bordo integrato è la necessità di modificare lo stampo per l'iniezione del materiale termoplastico. L'investimento necessario sarà però ripagato dal grande numero degli esemplari che verranno prodotti.

L'impiego dell'analisi agli elementi finiti, accompagnata da modelli analitici, ha permesso di comprendere il comportamento di un sistema a primo acchito di difficile comprensione, in quanto aspetti come contatti e attriti entrano in gioco prepotentemente. In particolare il software risolutore, seppure limitato all'analisi di piccoli spostamenti, si è rivelato uno strumento efficace e fondamentale per l'ottenimento delle distribuzioni di pressione e degli spostamenti, ovvero di tutti quei dati necessari per le valutazioni del caso.

L'analisi FEM ha dimostrato come l'introduzione dell'appendice possa dimezzare gli spostamenti del cono. Facendo delle analisi approssimative, che necessiteranno poi di una convalida più approfondita, per esempio con test specifici su dei prototipi, si può dire che, dimezzandosi gli spostamenti a parità di sollecitazione, ed essendo quest'ultime proporzionali alla forza centrifuga, nonché al quadrato della velocità angolare, potremmo aumentare la velocità di rotazione della catena (e quindi del regime del motore) di $\sqrt{2}$, ovvero di 1,41 volte.

Si passerà di conseguenza a una velocità di 3500 rpm, che comporterà per la versione a 48 posizioni le seguenti prestazioni:

Tempo test		Velocità catena	
54,70	S	5,29	rpm

Tabella 6-1: prestazioni per il cat 48 a 3500 rpm

Confrontiamole con quelle attuali a 2500 rpm e quelle massime a 5000 rpm:

Tempo test		Velocità catena	
60,73	S	3,78	rpm

Tabella 6-2: prestazioni per il cat 48 a 2500 rpm

Tempo test		Velocità catena	
50,25	S	7,56	rpm

Tabella 6-3: prestazioni per il cat 48 a 5000 rpm

Tale risultato può essere ritenuto piuttosto soddisfacente, andando ad abbattere di 6 secondi il tempo di ciclo test. Ciò lo si denota ancora più facilmente dalla velocità in rpm della catena, che guadagna circa 1,5 giri al minuto. Chiaramente per sfruttare a pieno le potenzialità del magazzino, sarebbe necessario portare il regime del motore a 5000 rpm. Questa analisi non esclude tale possibilità, in quanto si potrebbe prevedere un dimensionamento più robusto del bordino integrato, conferendogli una maggiore rigidezza e riducendo ulteriormente le rotazioni del cono all'interno della pinza. Possiamo però affermare che a vantaggio di

sicurezza, a livello di prototipo il raggiungimento di 3500 rpm risulta essere soddisfacente e potenzialmente ulteriormente incrementabile.

L'aumento delle prestazioni interesserà anche il magazzino a catena a 32 posizioni, che raggiungerà velocità di catena di 7,94 rpm. Questo valore, confrontato con i 6 rpm del magazzino a 21 posizioni della concorrenza, rappresenterebbe un fattore di eccellenza che farebbe emergere la soluzione SCM tra le varie offerte.

TEST DI VALUTAZIONE RISULTATI

Come accennato, sono necessari dei test che vadano effettivamente a dare un riscontro ai risultati ottenuti dall'analisi sperimentale e FEM. Ottenere un'esemplare di pinza con bordo integrato in Ertalon avrebbe richiesto la modifica dello stampo o la richiesta ai fornitori di una produzione partendo dal pieno. Le tempistiche necessarie ad entrambe le possibilità sono risultate incompatibili con i tempi disponibili per questa tesi, perciò si è optato per dei test su una soluzione più velocemente realizzabile. Il profilo del bordino è stato riprodotto su una lamiera in acciaio, mostrata nella tavola seguente e installato sulla pinza tramite dei distanziali inseriti nei fori dei perni dell'elemento plastico.

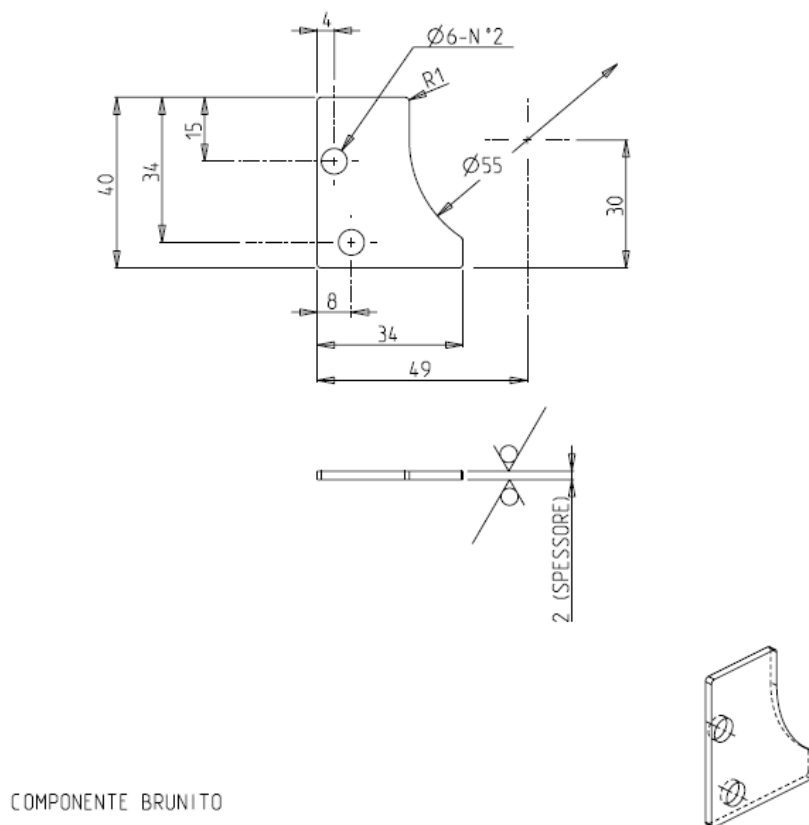



Fig. 6-3: tavola quotata del lamierino

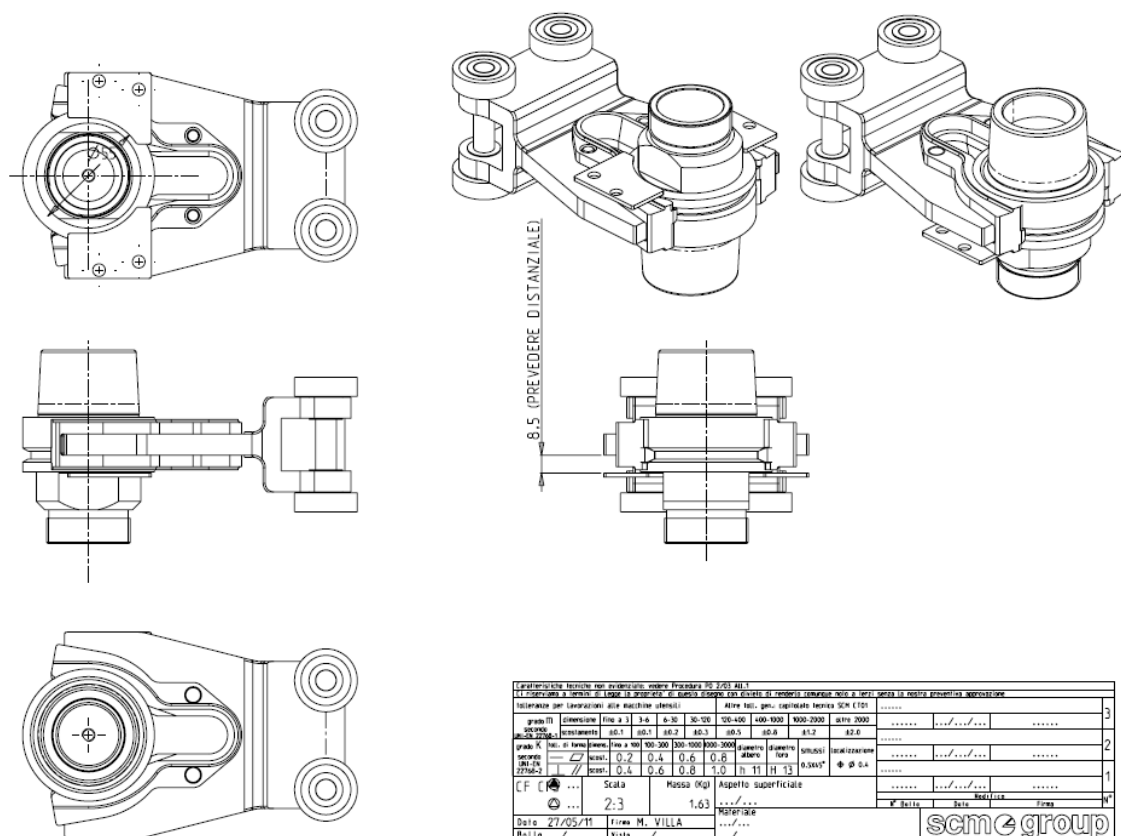



Fig. 6-4: tavola del montaggio del lamierino profilato

Chiaramente una soluzione del genere risulterà più rigida del sistema integrato in Nylon, ma per una prima verifica direttamente sul magazzino, può essere significativa. Questo test è stato fatto insieme ad altre verifiche su un magazzino di un cliente che presentava un comportamento anomalo a causa di oscillazioni eccessive. Il magazzino è stato attrezzato con degli appositi dispositivi atti a simulare le dinamiche proprie dei reali utensili. Questi dispositivi non sono altro che dei cilindri in acciaio pieno collegati a dei coni d'attacco HSK63E.

Fig. 6-5: magazzino attrezzato con gli utensili simulati

Fig. 6-6: dispositivo installato

Il peso totale dell’attrezzaggio di circa 170 kg, dato da:

- 13 coni x 5,7 kg
- 10 coni x 8,5 kg
- 1 cono x 12,4 kg (con baricentro a 165 mm rispetto il piano di afferraggio pinza)

Rispecchia una situazione tipica di esercizio. Chiaramente l’utensile che risulterà maggiormente instabile sarà quello con massa di 12 kg, avendo una posizione baricentrica notevolmente distante dal piano di appoggio.

Inizialmente il magazzino è stato fatto ruotare a 2500 rpm motore, ovvero alle attuali reali condizioni di funzionamento. A tale velocità non si riscontra effettivamente nessun fenomeno di “cavatappi”, nemmeno per l’utensile critico.

A questo punto la velocità è stata innalzata fino a 4000 rpm (non si è passati direttamente alla velocità massima di 5000 rpm per ragioni di sicurezza, in quanto sarebbe stato molto concreto il rischio di caduta degli utensili). A queste condizioni l’utensile critico in curvatura va ad impennare sensibilmente. A 5000 rpm sarebbe stata plausibile la caduta dell’utensile.

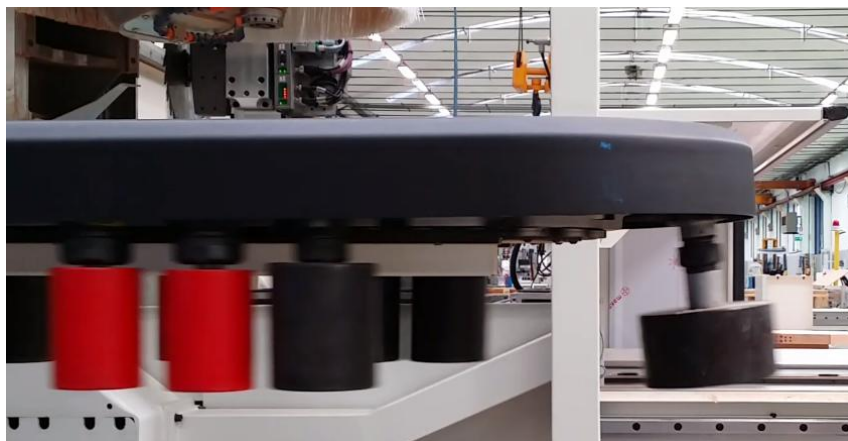



Fig. 6-7: fenomeno di" sbandieramento" dell'utensile in curvatura

Successivamente è stata installata la piastra sagomata sulla pinza dell’utensile critico e fatto ruotare il magazzino sempre a 4000 rpm per valutare i benefici introdotti. In questo caso l’utensile non manifesta instabilità in curvatura, mantenendo il proprio asse verticale. Per valutare il potenziale di questa soluzione si è effettuato un ultimo test spingendo il motore alla massima velocità (ovvero 5000 rpm) e riscontrando una effettiva stabilità del moto, verificando direttamente sul magazzino in condizioni di lavoro reali l’efficacia della soluzione.

Si potrebbe pensare di utilizzare questi lamierini piuttosto che andare a modificare lo stampo o realizzarne uno specifico per la produzione di pinze con bordo integrato. Tuttavia i costi di produzione risulterebbero eccessivi non solo per il costo del materiale e delle lavorazioni per la realizzazione dei lamierini, ma anche per via del tempo di montaggio, chiaramente maggiore rispetto a quello richiesto dalla soluzione integrata.

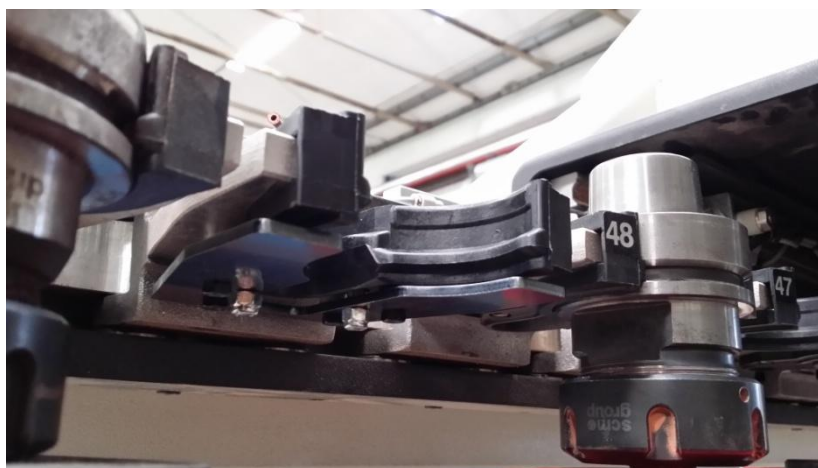



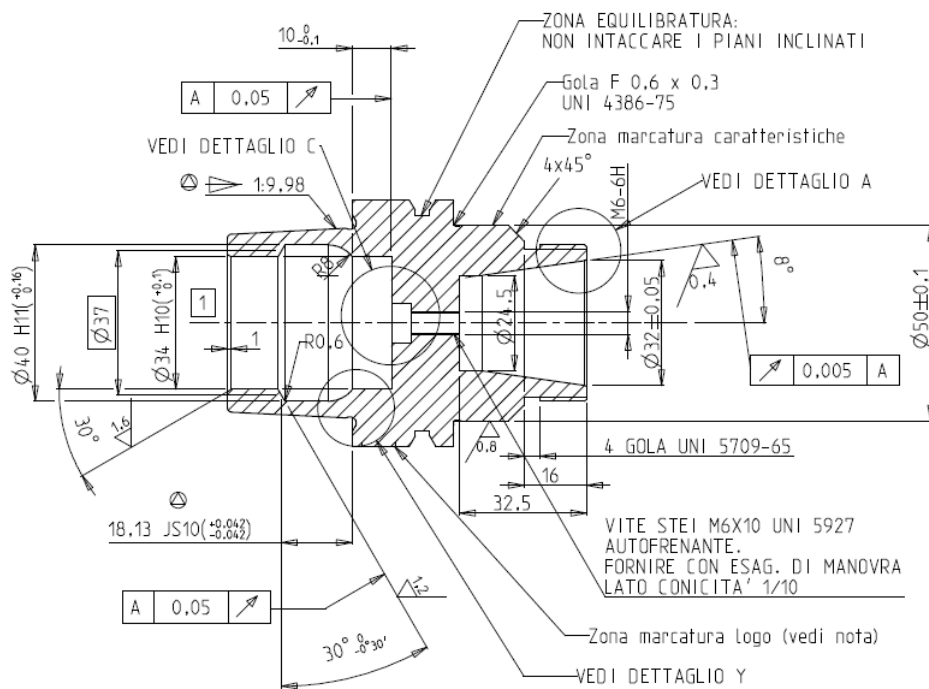
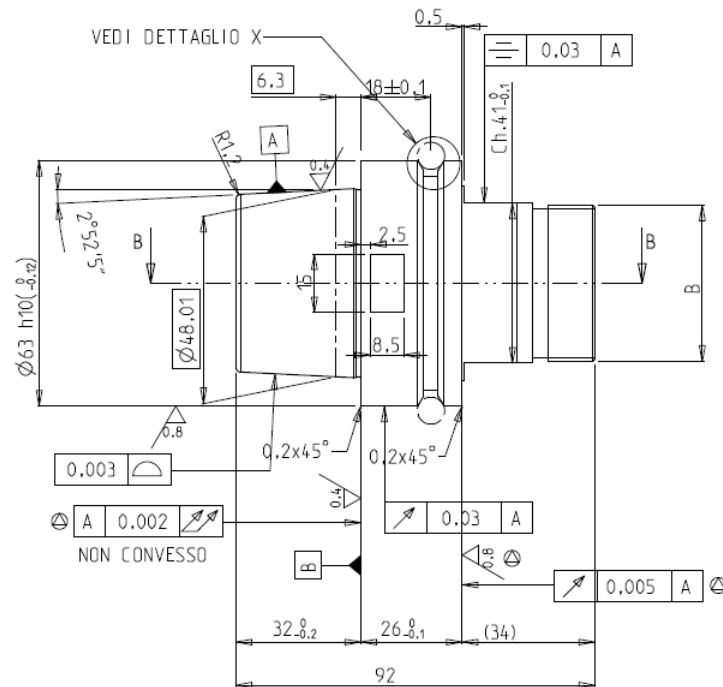
Fig. 6-8: installazione sulla pinza del lamierino profilato

In conclusione, alla luce di quanto detto e mostrato, possiamo affermare che l'analisi SWOT preliminare ha fornito delle strategie valide, che sono state seguite e portate a compimento. Tale approccio concettuale ha permesso di ottenere un nuovo prodotto che soddisfa le vere richieste del mercato e dei clienti, andando a modellare le direttive sulle caratteristiche dell'azienda esaltandone le risorse e i punti di forza. Il tutto è stato realizzato sfruttando gli strumenti a disposizione dei progettisti, primo tra tutti il Software per analisi FEM, che ha garantito il concepimento di una modifica semplice per quanto efficace, compatibile con l'approccio di progettazione modulare. Si può prendere di conseguenza quest'analisi di industrializzazione e incremento prestazionale come un esempio in cui i più recenti metodi e strumenti a servizio dell'ingegneria risultino essere assolutamente funzionali ed efficaci in realtà industriali affermate e leader del proprio mercato come SCM Group.

		Fattori interni	
		Punti di forza	**Punti di debolezza**
Fattori esterni	**Opportunità**	• *Offrire un magazzino a catena a 32 posizioni;* • *Migliorare le prestazioni*	*Soluzioni da brevettare*
	Minacce	*Scalatura per contenere i costi e i tempi di produzione*	*Mantenere l'offerta della dotazione attuale*

Tabella 6-4: matrice delle strategie suggerite dalla SWOT analisi

APPENDICE A

CONO D'ATTACCO UTENSILE SCM

ERTALON 66-GF30

Physical properties (indicative values ▪)

PROPERTIES		Test methods	Units	VALUES
Colour		-	-	black
Density		ISO 1183-1	g/cm³	1.29
Water absorption:				
- after 24/96 h immersion in water of 23 °C (1)		ISO 62	mg	30 / 56
		ISO 62	%	0.39 / 0.74
- at saturation in air of 23 °C / 50 % RH		-	%	1.7
- at saturation in water of 23 °C		-	%	5.5
Thermal Properties (2)				
Melting temperature (DSC, 10 °C/min)		ISO 11357-1/-3	°C	260
Glass transition temperature (DSC, 20 °C/min) - (3)		ISO 11357-1/-2	°C	-
Thermal conductivity at 23 °C		-	W/(K.m)	0.30
Coefficient of linear thermal expansion:				
- average value between 23 and 60 °C		-	m/(m.K)	50×10^{-6}
- average value between 23 and 100 °C		-	m/(m.K)	60×10^{-6}
Temperature of deflection under load:				
- method A: 1.8 MPa	+	ISO 75-1/-2	°C	150
Max. allowable service temperature in air:				
- for short periods (4)		-	°C	200
- continuously : for 5,000 / 20,000 h (5)		-	°C	120 / 110
Min. service temperature (6)		-	°C	-20
Flammability (7):				
- "Oxygen Index"		ISO 4589-1/-2	%	-
- according to UL 94 (3 / 6 mm thickness)		-	-	HB / HB
Mechanical Properties at 23 °C (8)				
Tension test (9):				
- tensile stress at yield / tensile stress at break (10)	+	ISO 527-1/-2	MPa	NYP / 85
	++	ISO 527-1/-2	MPa	--
- tensile strength (10)	+	ISO 527-1/-2	MPa	85
- tensile strain at yield (10)	+	ISO 527-1/-2	%	NYP
- tensile strain at break (10)	+	ISO 527-1/-2	%	5
	++	ISO 527-1/-2	%	-
- tensile modulus of elasticity (11)	+	ISO 527-1/-2	MPa	5000
	++	ISO 527-1/-2	MPa	2700
Compression test (12):				
- compressive stress at 1 / 2 / 5 % nominal strain (11)	+	ISO 604	MPa	43 / 77 / 112
Charpy impact strength - Unnotched (13)	+	ISO 179-1/1eU	kJ/m²	50
Charpy impact strength - Notched	+	ISO 179-1/1eA	kJ/m²	6
Ball indentation hardness (14)	+	ISO 2039-1	N/mm²	165
Rockwell hardness (14)	+	ISO 2039-2	-	M 76
Electrical Properties at 23 °C				
Electric strength (15)	+	IEC 60243-1	kV/mm	27
	++	IEC 60243-1	kV/mm	18
Volume resistivity	+	IEC 60093	Ohm.cm	$> 10^{14}$
	++	IEC 60093	Ohm.cm	$> 10^{12}$
Surface resistivity	+	IEC 60093	Ohm	$> 10^{13}$
	++	IEC 60093	Ohm	$> 10^{12}$
Relative permittivity ε_r : - at 100 Hz	+	IEC 60250	-	3.9
	++	IEC 60250	-	6.9
- at 1 MHz	+	IEC 60250	-	3.6
	++	IEC 60250	-	3.9
Dielectric dissipation factor tan δ: - at 100 Hz	+	IEC 60250	-	0.012
	++	IEC 60250	-	0.19
- at 1 MHz	+	IEC 60250	-	0.014
	++	IEC 60250	-	0.04
Comparative tracking index (CTI)	+	IEC 60112	-	475
	++	IEC 60112	-	475

Note: 1 g/cm³ = 1,000 kg/m³ ; 1 MPa = 1 N/mm² ; 1 kV/mm = 1 MV/m.

NYP: there is no yield point

Legend:

+ : values referring to dry material
++ : values referring to material in equilibrium with the standard atmosphere 23 °C / 50 % RH (mostly derived from literature)

(1) According to method 1 of ISO 62 and done on discs ∅ 50 mm x 3 mm.

(2) The figures given for these properties are for the most part derived from raw material supplier data and other publications.

(3) Values for this property are only given here for amorphous materials and not for semi-crystalline ones.

(4) Only for short time exposure (a few hours) in applications where no or only a very low load is applied to the material.

(5) Temperature resistance over a period of 5,000/20,000 hours. After these periods of time, there is a decrease in tensile strength – measured at 23 °C – of about 50 % as compared with the original value. The temperature values given here are thus based on the thermal-oxidative degradation which takes place and causes a reduction in properties. Note, however, that the maximum allowable service temperature depends in many cases essentially on the duration and the magnitude of the mechanical stresses to which the material is subjected.

(6) Impact strength decreasing with decreasing temperature, the minimum allowable service temperature is practically mainly determined by the extent to which the material is subjected to impact. The value given here is based on unfavourable impact conditions and may consequently not be considered as being the absolute practical limit.

(7) These estimated ratings, derived from raw material supplier data and other publications, are not intended to reflect hazards presented by the material under actual fire conditions. There is no 'UL File Number' available for Ertalon 66-GF30 stock shapes.

(8) The figures given for the properties of dry material (+) are for the most part average values of tests run on test specimens machined out of rods Ø 40 - 60 mm. Except for the hardness tests, the test specimens were then taken from an area mid between centre and outside diameter, with their length in longitudinal direction of the rod (parallel to the extrusion direction).

(9) Test specimens: Type 1 B

(10) Test speed: 5 mm/min [chosen acc. to ISO 10350-1 as a function of the ductile behaviour of the material (tough or brittle)]

(11) Test speed: 1 mm/min

(12) Test specimens: cylinders ∅ 8 mm x 16 mm

(13) Pendulum used: 4 J

(14) Measured on 10 mm thick test specimens (discs), mid between centre and outside diameter.

(15) Electrode configuration: ∅ 25 / ∅ 75 mm coaxial cylinders ; in transformer oil according to IEC 60296 ; 1 mm thick test specimens.

▪ This table, mainly to be used for comparison purposes, is a valuable help in the choice of a material. The data listed here fall within the normal range of product properties. However, they are not guaranteed and they should not be used to establish material specification limits nor used alone as the basis of design.

It has to be noted that this fibre reinforced material shows an anisotropic behaviour (properties differ when measured parallel and perpendicular to the extrusion direction).

APPENDICE C

ABS PLUS

P430 ABSplus Material Properties

A true industrial thermoplastic, ABS is widely used throughout industry. When combined with Dimension 3D printers it becomes the ideal solution to printing 3D models in an office environment.

MECHANICAL PROPERTIES[1]

	Test Method	Imperial	Metric
Tensile Strength, Type 1, 2 in/min (51 mm/min) 0.125	ASTM D638	5,300 psi	37 MPa
Tensile Modulus, Type 1, 2 in/min (51 mm/min) 0.125	ASTM D638	330,000 psi	2,320 MPa
Tensile Elongation, Type 1, 2 in/min (51 mm/min) 0.125	ASTM D638	3%	3%
Flexural Delamination	ASTM D790	4,500 psi	31 MPa
Flexural Strength	ASTM D790	7,600 psi	53 MPa
Flexural Modulus	ASTM D790	320,000 psi	2250 MPa
IZOD Impact, notched, (Method A, 73° (23° C))	ASTM D256	2.0 ft-lb/in	106 J/m

THERMAL PROPERTIES[3]

	Test Method	Imperial	Metric
Heat Deflection (HDT) @ 66 psi (0.5 MPa)	ASTM D648	204° F	96° C
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi (1.8 MPa)	ASTM D648	180° F	82° C
Glass Transition (TG)	DMA (SSYS)	226° F	108° C
Melt Point		(NA)[2]	(NA)[2]

OTHER[3]

	Test Method	Value
Specific Gravity	ASTM D792	1.04
Vertical Burning Test	UL94	HB
Coefficient of Thermal Expansion	ASTM E831	4.90E-05 in/in/F
Dielectric Strength (kV / mm)	IEC 60112	28.0

[1] Build orientation is on side edge except for flexural delamination which is upright.

[2] Not applicable (NA) due to amorphous nature. Material does not display a melting point.

[3] Literature value unless otherwise noted.

APPEARANCE

Standard colors include natural, black, dark gray red, blue, nectarine (orange), florescent yellow and olive green.

SYSTEM AVAILABILITY

Dimension Elite
Dimension BST 1200es
Dimension SST 1200es

BIBLIOGRAFIA

Ehrlenspiel K., Kiewert A, Lindemann U., Cost-Efficient Design, Springer, 2007

Funaioli E., Maggiore A., Meneghetti U., Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine vol.1, Pàtron, 2006;

Niemann G., Manuale degli orgoni delle macchine, Tecniche Nuove, 2005

SITOGRAFIA

http://www.scmgroup.com/it/

http://www.scmgroup.com/it/macchine/ricerca_prodotto#fora-fresatura

http://www.docente.unicas.it/useruploads/000645/files/capitolo_1.pdf

http://www.ingegneriastrutturale.net/Tematiche/3MC/3MCmodellazioneF/3MCmodellazioneF_introduzione/3MCmodellazioneF_introduzione.html

http://www.quadrantplastics.com/eu-en/products/machinable-plastics/engineering-80-160-c/ertalon-R-and-nylatron-R-products/ertalon-R-66-gf30_453.html

http://www.stratasys.com/3d-printers

http://www.stratasys.com/materials/fdm/absplus

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio i miei genitori, per avermi permesso di intraprendere questo percorso di studi e per avermi sostenuto e incitato, a modo loro, in ogni secondo.

Ringrazio vivamente l'Ufficio Tecnico di Rimini di SCM Group, per avermi permesso di conoscere e vivere all'interno della sua realtà professionale; i miei ringraziamenti vanno in particolare all'Ing. Matteo Villa per la pazienza, la disponibilità e la simpatia con cui mi ha seguito in questi 5 mesi di collaborazione; all'Ing. Michele Mazza per la sua professionalità e per aver messo a mia disposizione la sua esperienza infinita; al Direttore Tecnico Federico Ratti, per avermi permesso di entrare nel mondo SCM.

A tutti i colleghi che si sono resi disponibili, per una domanda, un consulto, un consiglio. In particolare ai miei vicini di postazione Marco, Gabriele, Valentina, Massi, Gigi, Massi e Carlo, che silenziosamente ho imparato a conoscere. Ai miei cari vecchi e nuovi amici softwaristi Tommaso, Giuseppe, Maurizio, Marco, Alberto, Gianluca e Mariacristina, per i pranzi e le risate insieme. A Matteo Zaghini, mio tecnico di fiducia, sempre disponibile per due chiacchiere.

Un grazie di cuore a Mike, Abu, Luca e Soz, miei colleghi, miei compagni e miei amici. Per aver condiviso questi anni di fatiche e soddisfazioni. Senza di voi non ce l'avrei fatta. Siamo il gruppo di amici più bello.

Grazie a Federica, sorella sempre presente, e ai miei famigliari e parenti che sempre mi hanno donato la loro fiducia e stima. Alla nonna Rita. E agli altri nonni, mi state guardando dall'alto.

Mai smetterò di ringraziare Don Marco, molto più di un amico, molto più di un padre, molto più di una certezza, per avermi fatto crescere, per esserci sempre stato, per avermi semplicemente voluto bene.

Grazie ad Arianna, mia casa e mio rifugio, per avermi sopportato quando l'ansia degli esami prendeva il sopravvento e per aver gioito con me per ogni mio successo. Ma soprattutto grazie per aver condiviso con me questi anni, sei la mia sicurezza, la mia vita.

Grazie a Marcello, sei per me un fratello maggiore, sempre un passo avanti a me, pronto ad darmi qualche dritta, sempre pronto a nuove avventure poco "civili".

Grazie a Gianni, per l'amicizia e l'affetto che ci vogliamo. E avanti con la nostra guerra all'umiltà.

Agli amici vecchi e nuovi. Come dimenticare i miei amici di Sant'Angelo, Stino, Fabri, Lollo, Loris, Andrea, Emanuele, Marco, Gloria, Laura, Giulia, Jennifer, Milena, Matteo, Stefano, Ea, Sara, Jeanpierre, Arianna, Eleonora. E tutti gli altri con cui ho camminato per un pezzo di strada.

Grazie a Ilaria, per il bene che ci vogliamo, senza grandi manifestazioni. Uno sguardo ci basta ancora per capire che non ci perdiamo.

Alla Parrocchia di Sant'Angelo. La mia seconda casa. Non riuscirò mai a darti nemmeno un centesimo di quanto hai dato a me in questi anni. E grazie al gruppo giovanissimi, ai miei ragazzi, '96, '97, '98, '99 e '00. Siete fantastici.

A Santa Rita, vera patrona dei casi impossibili.

A tutti quelli che fanno parte della mia vita, senza di voi non sarei arrivato a questo traguardo.

"Chiedete e vi sarà dato;

cercate e troverete;

bussate e vi sarà aperto."

Mt 7,7-8